



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VARIABILNÍ GEOMETRIE SACÍCH A VÝFUKOVÝCH PORTŮ WANKELOVA MOTORU

VARIABLE GEOMETRY OF INTAKE AND EXHAUST PORTS OF WANKEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ KREJČÍ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2010



## **Abstrakt**

Cílem této práce je návrh základních parametrů výkonného Wankelova motoru a na základě vypočtených údajů návrh komorové bočnice tak, aby umožňovala variabilní změnu geometrie sacích a výfukových portů. Následně pak provedení simulace proudění kanály v navržené bočnici pro zjištění průtočných vlastností těchto portů a jejich reakci na změnu geometrie.

## **Klíčová slova**

Wankel, rotační motor, variabilní časování, variabilní geometrie, port, simulace proudění, CFD.

## **Abstract**

The purpose of this thesis is to design the key parameters of the high-powered Wankel engine and to design a chamber side on the base of computed parameters so that it enables variable change of the intake and exhaust port geometry. Consequently, to carry out a flow simulation in both ports in designed chamber side in order to find out its flow character and geometry change reaction.

## **Keywords**

Wankel, rotary engine, variable timing, variable geometry, port, flow simulation, CFD.

## **Bibliografická citace**

KREJČÍ, T. Variabilní geometrie sacích a výfukových portů Wankelova motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Variabilní geometrie sacích a výfukových portů Wankelova motoru* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Lubora Zháňala a uvedl v seznamu literatury všechny použité zdroje.

V Bohumíně dne 24.května 2010

.....  
Bc. Tomáš Krejčí

## Poděkování

Poděkování za podporu při psaní diplomové práce patří Ing. Luboru Zháňalovi, který mi byl rádcem a motorem v mém snažení, Ing. Janu Vančurovi za jeho přístup a pomoc při poznávání tajů počítačové simulace proudění, dále mým blízkým a přátelům, kteří mi byli oporou. Největší díky patří mé přítelkyni, jenž byla pevným pilířem v řece nedávno minulých dnů, a mým rodičům, bez nichž by mé studium, které tato práce zakončuje, nebylo možné.

*„Čím víc známe, tím víc odhalujeme svoji nevědomost.“*

***Percy Bysshe Shelley***

## Obsah

Obsah .....	9
Úvod .....	10
1. Vznik a vývoj Wankelova motoru .....	11
1.1 Geometrie .....	11
1.2 Historie .....	11
1.3 Problémy a výhody Wankelova motoru .....	14
2. Výhody variabilního časování spalovacích motorů .....	17
2.1 Řízení sacího ventilu .....	18
2.2 Překrytí ventilů .....	18
2.3 Změna délky otevření a zdvihu ventilu .....	19
2.4 Změna časování v souvislosti s provozními režimy .....	20
3. Časování Wankelova motoru .....	22
3.1 Variabilní časování .....	23
3.2 Mazda R13MPS-RE a RENESIS .....	23
4. Základní parametry a rozměry motoru .....	26
4.1 Volba počtu pracovních komor na rotor a počtu rotorů .....	26
4.2 Volba středního efektivního tlaku a kompresního poměru .....	26
4.3 Poměr ramene rotoru a excentricity hřídele .....	26
4.4 Teoretický zdvihový objem rotoru .....	27
4.5 Reálný objem rotoru .....	27
4.6 Litrový výkon motoru .....	28
4.7 Střední obvodová rychlost vrcholu pístu .....	28
5. Geometrie vnitřního profilu skříně .....	30
5.1 Základní rozměry .....	30
5.2 Oskulační kružnice .....	31
5.3 Vnitřní obvod profilu skříně .....	32
6. Geometrie vnějšího profilu rotoru .....	33
6.1 Výběr profilu pístu .....	33
6.2 Kompresní poměr .....	34
6.3 Úhel výkyvu pístu .....	35
7. Návrh časování .....	37
7.1 Srovnání bočních a obvodových kanálů .....	37
7.2 Pevné časování .....	38
7.3 Variabilní časování .....	40
8. Komorová bočnice .....	45
9. Konstrukce mechanismu pro variabilní časování .....	49
10. Analýza průtočných vlastností portů .....	51
10.1 Příprava 3D modelu .....	51
10.2 Generování sítě .....	51
10.3 Okrajové podmínky .....	53
10.4 Simulace proudění .....	54
11. Hodnocení průtočných vlastností .....	56
12. Závěr .....	64
Seznam použitých zdrojů .....	65
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67
Seznam příloh .....	69

## Úvod

Již v prvopočátcích motorismu, kdy se spalovací motory s klikovým ústrojím začaly osazovat jako pohonné jednotky osobních automobilů, bylo snahou konstruktérů navrhnout motor, jehož pohybové ústrojí by konalo méně komplikovaný pohyb, povětšinou pouze rotační. Výhodou rotačních strojů je fakt, že při svém pohybu se těžiště částí pohybuje po kružnici, a tak je možno vyvážit odstředivé síly rotujících dílů.

Mezi zástupce rodiny rotačních motorů, které je možno použít pro pohon automobilů, se řadí například spalovací turbína či Wankelův motor. Ten se vyznačuje jednoduchým pohybovým ústrojím, jeho píst koná krouživý pohyb (složený ze dvou prostých rotačních pohybů). Wankelův motor se jako jediný zástupce rotačních motorů uchytil a dočkal se velkosériové výroby. Kromě jednoduchého pohybového ústrojí se tyto motory vyznačují kompaktním tvarem a nízkou hmotností, již typ KKM 400 s výkonem 36,8 kW, vyvinutý německou automobilkou NSU pro pohon osobního automobilu v roce 1960, měl suchou hmotnost pouhých 23 kg. Počty celosvětově vyrobených motorů ovšem dosáhly svého vrcholu v roce 1973 a v dnešních dnech je jediným výrobcem japonská automobilka Mazda.

V roce 1902 se francouzský automobilový závodník a konstruktér Luis Renault pokusil o variabilní ventilový rozvod (s excentricky uloženou jednoramennou pákou). Na patent si automobilový svět ovšem musel ještě nějaký čas počkat – systém variabilního časování ventilů a proměnného zdvihu, který vyvinul Giovanni Torazza, si nechal patentovat FIAT na konci šedesátých let 20. století. Systém variabilního časování byl v sériovém voze prvně představen v roce 1980 automobilkou Alfa Romeo. V posledních letech se systémy variabilního časování zdokonalují a hledají si svou cestu i k motorům typu Wankel.

Předchozí text čerpá ze zdrojů [1], [2], [3], [4].

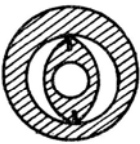
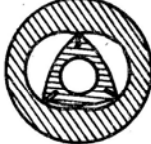




## 1. Vznik a vývoj Wankelova motoru

Následující kapitola čerpá ze zdrojů [1], [3], [5], [11], [24].

### 1.1 Geometrie

Rotační motor pojmenovaný podle Felixe Wankela je založen na geometrii, kterou opíše koncový bod úsečky vycházející ze středu hybné kružnice při odvalování po obvodu menší, nehybné kružnice. Takto vzniklá křivka se nazývá cykloida (nebo také řecky trochoida). Podle toho, zda se hybná kružnice valí vně či uvnitř nehybné, rozeznáváme epicykloidu a hypocykloidu. Spojnice koncových bodů úseček se při odvalování cyklicky přibližují a oddalují od křivky opsané koncovými body a ohraničují tak plochu, která mění svou velikost. Opsaná křivka vymezuje komoru a spojnice bodů vnější obrys rotoru.

Schéma profilu				
Označení	$Ei\ 1 : 2$	$Ei\ 2 : 3$	$Ei\ 3 : 4$	$Ei\ 4 : 5$
$i$	1 : 2	2 : 3	3 : 4	4 : 5
$\delta_{\max} [^\circ]$	19,5	30	41,8	56,4
$t_{Et}$	$\sim 140 : 1$	15,5 : 1	7,5 : 1	3 : 1

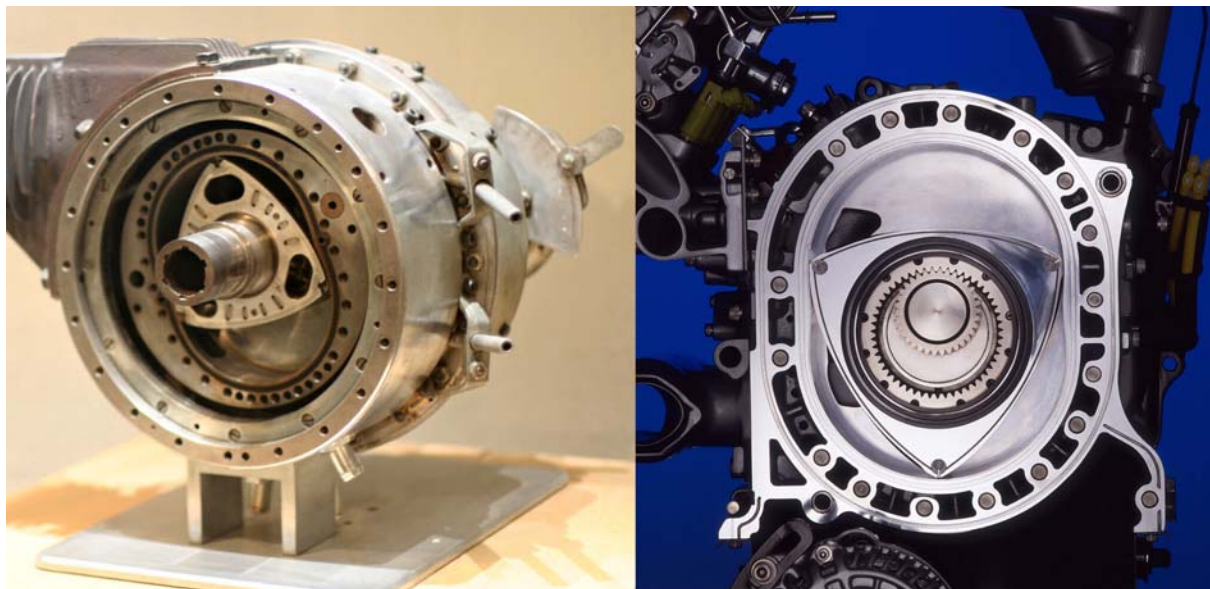
**Obr. 1** Přehled některých parametrů epitrochoid s vnitřní obalovou křivkou. [1]

V provedení, jaké dnes známe, je větší, hybná kružnice tvořená roztečnou kružnicí ozubeného kola s vnitřním ozubením, menší, nehybná kružnice pak roztečnou kružnicí ozubeného kola s vnějším ozubením. V průběhu let se počet úseček vycházejících ze středu hybné kružnice ustálil na třech, vzájemně pootočených o  $120^\circ$ , a rotor tak má 3 vrcholy. S tím související poměr průměrů kružnic pak je 3:2. Takovéto uspořádání zajišťuje změnu plochy, resp. pracovního objemu z maxima na minimum periodicky každých 90 stupňů otočení rotoru. Při jedné kompletní otočce pístu pak nad každým z boků rotoru proběhnou všechny čtyři fáze pracovního cyklu.

### 1.2 Historie

Felix Wankel, ač byl vzdělán v oboru knihtisku, si ve svých 22 letech s kamarádem zřídil dílnu, kde společně sestrojili kapotovanou tříkolku. K jejímu pohonu využil spalovací motor klasické konstrukce. Ten měl ovšem nepravidelný chod a silné vibrace, což jej zřejmě donutilo hledat alternativu. Tu našel v rotačním motoru. Princip motorů s rotačním pístem byl znám dávno před Wankelovým narozením, například v roce 1903 byl zajímavý rotační motor patentován Američanem J. F. Cooleyem. Inspirován škálou rotačních motorů, zhotovil Felix Wankel v roce 1927 výkresovou dokumentaci stroje s rotujícím pístem a utěsněnými sekcemi: „drehkolbenmaschine“ a roku 1929 na tento motor obdržel patent. V období mezi válkami se jeho dílna rozrostla a stala se z ní firma s názvem Wankel Versuchswerkstätten (Wankelovy výzkumné dílny), kde získal zkušenosti při vývoji leteckých motorů, mimo jiné v otázkách utěsnění součástí. Tyto zkušenosti mu otevřely cestu k funkčnímu prototypu rotačního motoru, jehož klíčovou slabinou bylo právě utěsnění rotujících součástí.

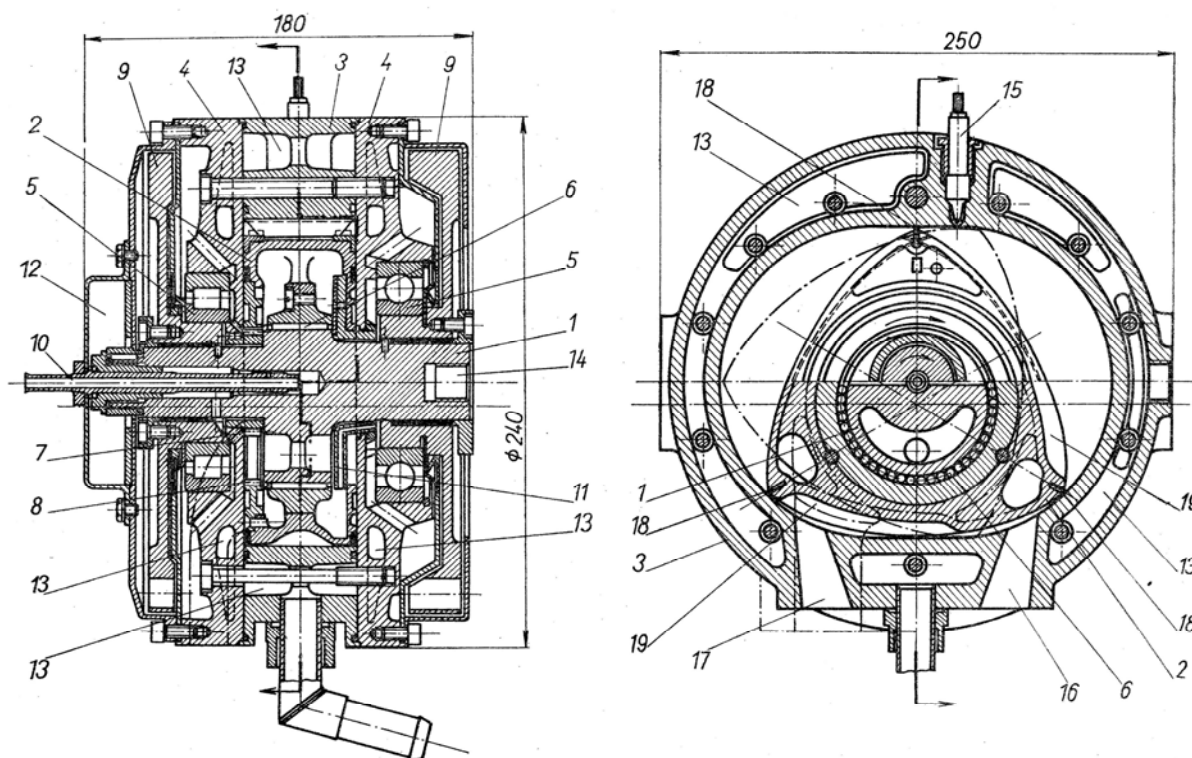
První agregáty s rotujícím pístem, které Wankel vyrobil, nebyly motory, ale výkonné kompresory. Funkční motor byl vyroben v roce 1957 ve spolupráci s firmou NSU, nesl označení DKM 54 (Drehkolbenmotor – motor s otáčivým pístem) a od dnešního provedení se značně lišil, měl dva rotory. Uvnitř nehybné skříně se otáčel vnější rotor, uvnitř něj byl uložen vnitřní rotor – píst, uložený na hřídeli, jehož osa byla vyosena oproti ose vnějšího rotoru. Tato koncepce mu umožňovala dosáhnout velmi vysokých otáček – až 17 000/min.



**Obr. 2 Vlevo motor DKM 54, vpravo motor typu KKM – Mazda Renesis z roku 2004. [15], [16]**

Tato koncepce však měla četné nedostatky, například jen kvůli výměně zapalovací svíčky bylo nutno motor rozebrat, proto inženýři firmy NSU, inspirovaní patentem H. Graye a Ch. S. Drummonda z roku 1909, navrhli jednodušší řešení – motor, jehož píst koná krouživý pohyb uvnitř nehybné skříně. Návrh byl velmi podobný rotačnímu kompresoru švýcarského konstruktéra Bernarda Maillarda a je v podstatě koncepcí Wankelova motoru tak, jak jej známe nyní.

Situace dala v roce 1959 vzniknout experimentálnímu motoru KKM-250 (Krieskolbenmotor – motor s krouživým pístem), se skříní (Obr.3 poz.3) s vnitřním profilem tvořeným zkrácenou epitrochoidou a pístem, který má tvar trojúhelníku, jehož čela jsou tvořena vhodnými oblouky. V místech styku pístu a skříně, ve vrcholech pístu, jsou v drážkách zasazeny radiální těsnicí lišty (Obr.3 poz.18), které se neustále dotýkají skříně. Píst vsazený do prostoru vymezeného skříní vytváří tři komory, které periodicky mění svůj objem a jsou navzájem dokonale izolovány. Krouživý pohyb pístu zajišťuje dvojice ozubených kol: velké ozubené kolo (Obr.3 poz. 8) pevně spojené s pístem a malé ozubené kolo (Obr. 3 poz. 7), které je pevně spojeno se skříní motoru.

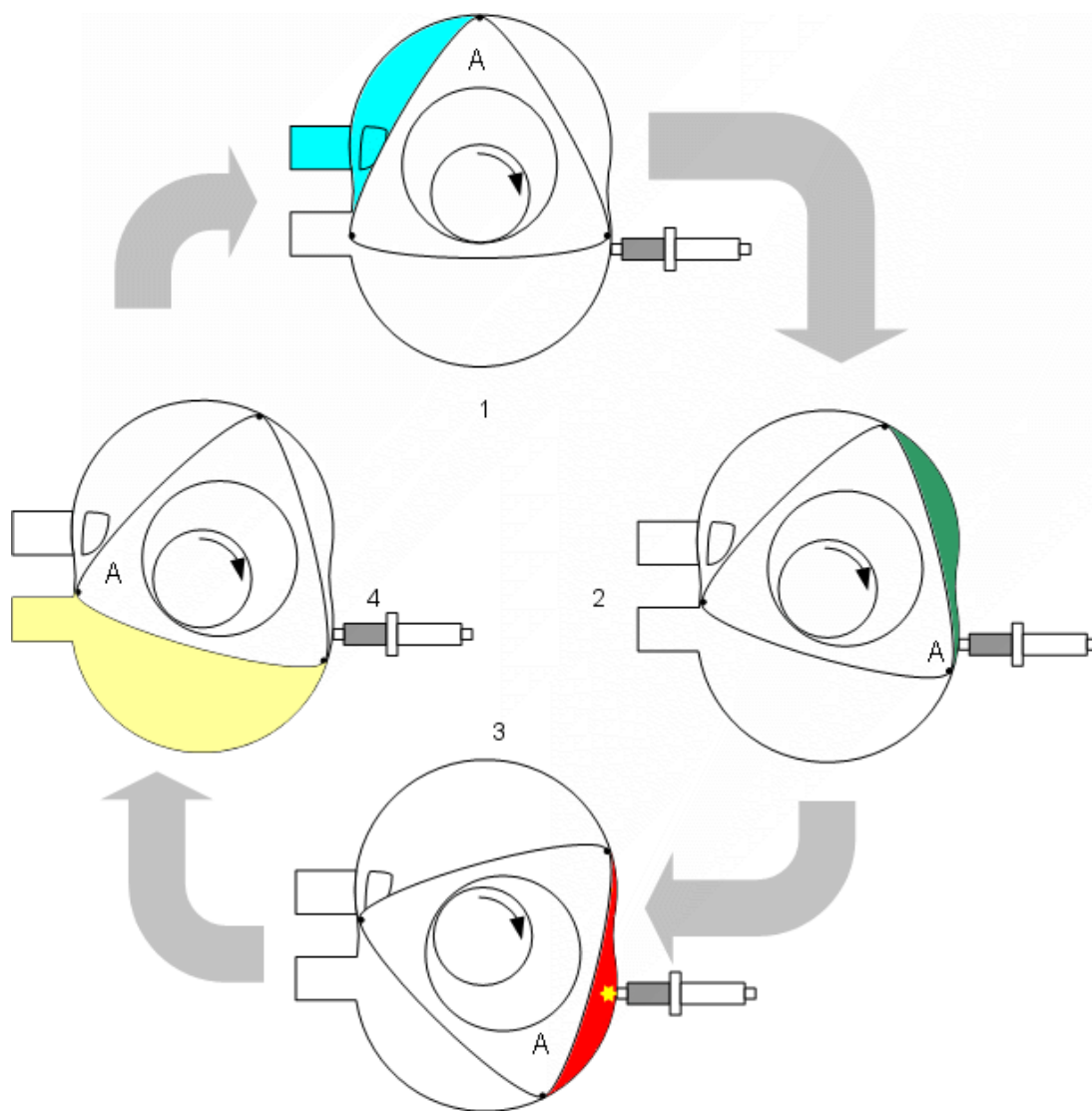


**Obr. 3 Příčný a podélný řez motorem NSU – Wankel KKM-250. [1]**

Píst je nasazen na výstředníku, jehož osa je odsazena od osy hřídele o rozdíl roztečných průměrů malého a velkého ozubeného kola. Poměr počtu zubů velkého a malého kola je 3:2. Toto uspořádání je konstrukčně značně jednodušší, jako daň za toto zjednodušení ovšem motor přišel o schopnost dosahovat velmi vysokých otáček. Dalším neduhem, kterým původní motor DKM netrpěl, byla nízká životnost radiálních těsnících lišt rotoru.

Motor pracuje s klasickým Ottovým cyklem, jedná se tedy o čtyřdobý motor. Směs vzduchu s benzínem a mazacím olejem je do motoru nasávána skrze sací port na obvodové stěně skříně, stlačena a posléze zapálena svíčkou speciální konstrukce (náboj se jiskrou vybíjí přímo mezi elektrodou a stěnou skříně). Zapálená směs expanduje a následně opouští prostor výfukovým portem. Jednotlivé fáze oběhu motoru jsou znázorněny na Obr. 4. Stěny spalovacího prostoru jsou chlazeny vodou, píst pak mazacím olejem. Poměr otáček hřídele a pístu je 3:1, hřídel se během jednoho pracovního cyklu otočí třikrát.

Pracovní cyklus probíhá ve všech třech komorách zároveň s posunutím o  $120^\circ$ , během jednoho otočení pístu se tedy vykonají 3 pracovní cykly. Jak bylo řečeno, hřídel se otáčí třikrát rychleji než píst, z čehož vyplývá, že za jednu otočku hřídele se vykoná jeden pracovní cyklus (a tak je jednorotorový Wankelův motor ekvivalentní s dvoudobým jednoválcem a čtyřdobým dvouválcem).



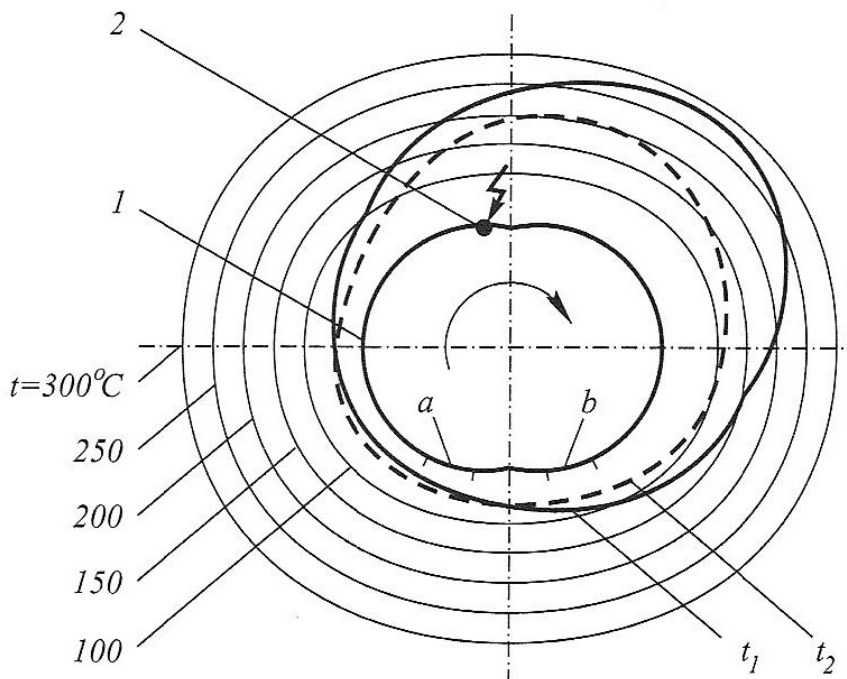
**Obr. 4 Pracovní cyklus Wankelova motoru (1. sání, 2. komprese, 3. expanze, 4. výfuk). [17]**

### 1.3 Problémy a výhody Wankelova motoru

Jedním z problémů konvenčního pístového motoru s vratným pohybem pístu jsou jeho vibrace. Ty byly také jedním z podnětů k hledání alternativy. Wankelův motor se vyznačuje klidným chodem. Je konstrukčně mnohem jednodušší, nepotřebuje ke své činnosti ventily, vačky, klikovou hřídel. Menší počet částí se odráží v nižších nákladech na údržbu, větší spolehlivosti. Při přehřátí motoru nedojde k jeho zadření. Rotor je totiž odléván z oceli, zatímco skříň komory je odlévána z hliníkové slitiny, která má větší tepelnou roztažnost. Tato vlastnost je z hlediska bezpečnosti vítána u leteckých motorů. Klikový hřídel je nahrazen jednoduchým hřídelem s excentrickou vačkou, nedochází u něj k vratnému pohybu. Následkem toho je mnohem menší nevyváženost, mírné dovyvážení je ovšem díky excentrické rotaci nutné. Také maximální dosahované otáčky Wankelova motoru jsou v porovnání s pístovým motorem vyšší (až 9000 za minutu).

Pozitivní na hoření směsi při vysokých otáčkách je fakt, že při stejných otáčkách hřídele trvá jedna část cyklu  $1080^\circ/4 = 270^\circ$ , což je 1,5 násobek délky cyklu čtyřdobého pístového

motoru. Tato vlastnost je vhodná pro přímé vstřikování paliva, stejně jako pro vodíkový pohon (kterému nevadí ani nižší kompresní poměr). Jako nevýhodu lze považovat fakt, že daná část cyklu probíhá stále ve stejné části skříně, což vede k rozdílným tepelným zatížením, se kterými je nutno se vyrovnat. Prostor kolem sání je neustále ochlazován čerstvou směsí, naproti tomu prostor kolem zapalovacích svíček a výfukového kanálu je nepřetržitě zahříván spaliny. Nedochází k přirozenému ochlazení spalovacího prostoru vnitřní výměnou plynů, jako u pístových motorů, veškerá místa je nutno chladit z vnějšku.



**Obr. 5 Tepelné pole skříně měřené v hloubce 1 mm od pracovní plochy (1. profil skříně, 2. místo zapalovací svíčky,  $t_1$  = teplota skříně z litiny,  $t_2$  = teplota skříně z hliníkové slitiny). [5]**

Wankelův motor nedosahuje takové efektivnosti provozu jako pístový motor. Jeho spalovací prostor má nekompaktní tvar, velmi vzdálený od ideálu v podobě koule. Úzký a dlouhý spalovací prostor znamená složitější hoření směsi, relativně velká plocha odvádí více tepla. Netradiční tvary omezují také maximální dosažitelný kompresní poměr, což se také odráží ve zhoršené účinnosti, která s sebou nese zvýšenou spotřebu paliva.

Rané Wankelovy motory měly vysokou četnost selhání těsnících elementů. Hlavním problémem těsnění není ani tak tření těsnící lišty o kluznou plochu skříně, ale nerovnoměrný tlak, který je na tuto plochu vyvíjen v důsledku excentrické rotace pístu. Toto spolu s karbonem uvízlým v drážce pro těsnění a vysokým tepelným zatížením způsobovalo ztrátu komprese a profuky mezi komorami, na motoru musela být provedena generální oprava již mezi 30 a 50 tisíci ujetých kilometrů. Problematice těsnění a životnosti věnovala velké úsilí společnost Mazda. V několika generacích neustále zdokonalovala konstrukci a materiály těsnících lišt, povrchově upravovala činné plochy (kluzná plocha skříně nitridována, kluzné plochy vík molybdenovány). Opotřebení lišt bylo sníženo přimazáváním povrchu skříně pomocí pístkového olejového čerpadla, byl studován pohyb oleje v dutinách pístu s ohledem

na jeho rovnoměrné chlazení a v důsledku toho přepracován jeho tvar. V závislosti na tepelné roztažnosti byla provedena korekce teoretického profilu skříně.

Pokrok v konstrukci Wankelova motoru způsobil, že i dnes (i přes malé výrobní počty a tím pádem drahý vývoj) dokáže držet krok s pístovými spalovacími motory jak v otázce životnosti, tak spotřeby a emisí.

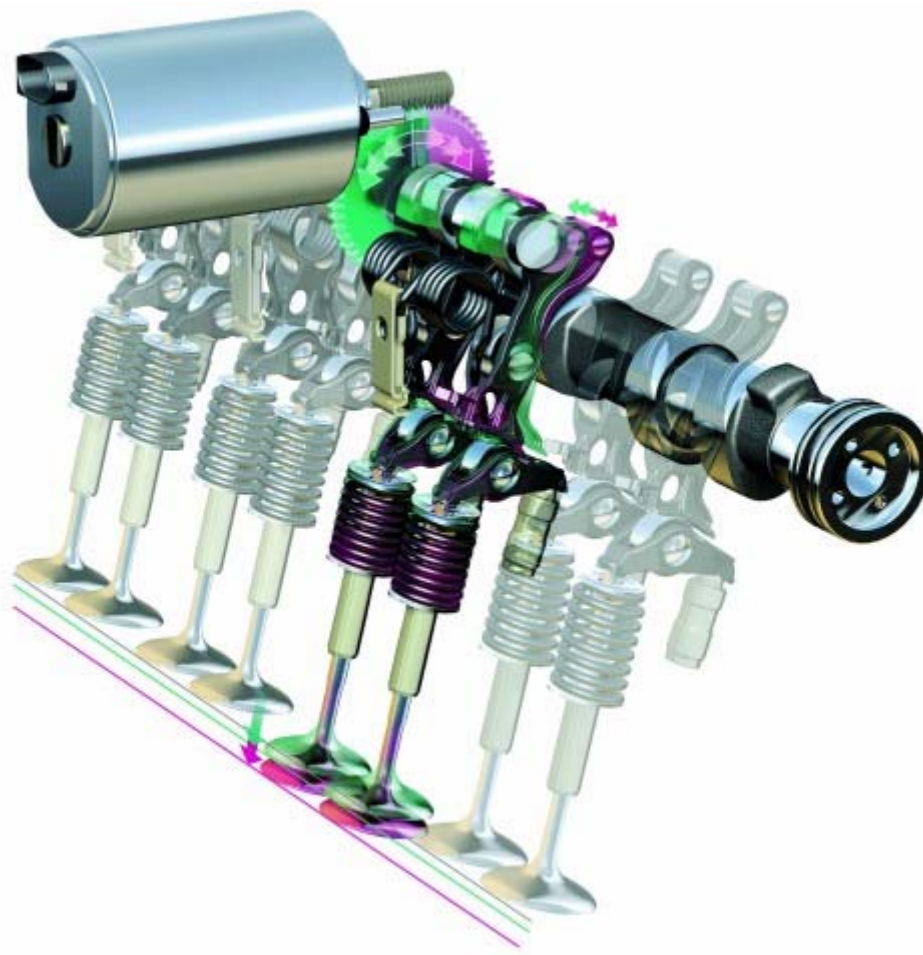


## 2. Výhody variabilního časování spalovacích motorů

Následující kapitola čerpá ze zdrojů [2], [6], [7].

V dnešní době jsou na spalovací motor kladeny vysoké a často protichůdné požadavky, například malá spotřeba, nízké emise škodlivých látek, klidný chod, vysoká účinnost přeměny energie, příznivý průběh točivého momentu a vysoké výkonové maximum.

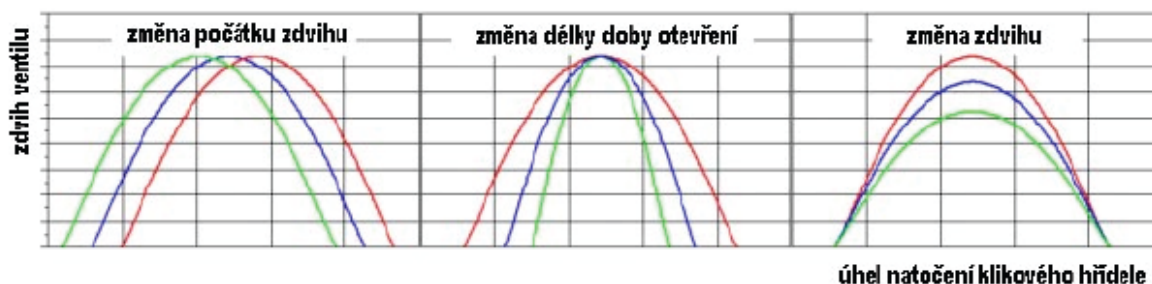
Tohoto stavu lze, mimo jiné, dosáhnout pomocí optimalizace rozvodového mechanismu. Theodore Melcher, výzkumný pracovník BMW, použil paralelu výměny náplně spalovacího motoru k dýchání člověka: „Kdykoli je potřeba vykonat větší námahu, lidé se nadechnou zhluboka a déle. Je-li potřeba vzduchu méně, neškrtneme přívod vzduchu klapkou před nosem či ústy, nýbrž se nadechneme kratší dobu a plytčeji.“ Obecně lze vypořádat u vozidlových spalovacích motorů trend přechodu od konstantnosti k variabilitě časování ventilového rozvodu (v případě motorů s vratným pohybem pístu) respektive geometrie portů (pro motory s krouživým pohybem pístu).



***Obr. 6 Systém plynule variabilního časování BMW Valvetronic. [20]***

Plynulou změnou zdvihu sacího ventilu a doby jeho otevření je možné řídit zatížení motoru a vypustit tak škrticí klapku, která v sacím traktu zážehového motoru působí jako restriktor a je

energeticky velmi nevýhodná. Dalšími a neméně podstatnými efekty řízení zatížení bez škrtící klapky je zmenšení negativní práce v p-V diagramu pracovního cyklu spalovacího motoru, snížení čerpacích ztrát, úspora paliva, spontánnější reakce motoru na změnu zatížení. Plynule variabilní mechanický systém změny zdvihu a délky otevření v současné době v sériové podobě používá automobilka BMW a nazývá jej Valvetronic. Ve fázi vývoje a ladění se nachází také mechanický plynule variabilní systém Phaselift, vyvíjený společností Ricardo Consulting Engineers, a hydraulický systém Fiat UNIAIR, který již nemá vačkový hřídel a umožňuje tak řídit každý sací ventil jednotlivě. Zkoušky prokázaly úsporu paliva (a s ním souvisejících emisí CO<sub>2</sub>) o 8-10 %.



**Obr. 7 Variabilita jednotlivých parametrů ventilového rozvodu. [2]**

## 2.1 Řízení sacího ventilu

Aby se do motoru dostalo co největší množství směsi paliva a vzduchu, je žádoucí, aby došlo k otevření sacího ventilu právě v okamžiku, kdy tlak ve spalovacím prostoru začne být nižší než tlak v sacím potrubí a tlakový spád způsobí nasávání směsi do válce. K uzavření sacího ventilu by pak mělo dojít v ideálním případě právě v okamžiku, kdy směs proudící do spalovacího prostoru bude mít nulovou rychlost. Pokud bude sací ventil uzavřen dříve, nevyužije se plně možnosti nasát co největší množství vzduchu, pokud později, došlo by ke ztrátám náplně směrem zpět do sacího potrubí. Toto je u zážehových motorů nežádoucí (avšak je cíleně využíváno u motorů s prodlouženou expanzí).

Okamžik, ve kterém dochází ke změně směru proudění směsi, je závislý na otáčkách motoru. Při vysokých otáčkách totiž směs proudí rychleji, má větší hybnost a je schopna plnit spalovací prostor i v okamžiku, kdy se objem komory již zmenšuje. Setrvačné účinky jsou tím vyšší, čím vyšší jsou otáčky motoru.

## 2.2 Překrytí ventilů

Podstatnou roli v plnění válce hraje také překrytí ventilů, jak je označován okamžik, kdy je ještě stále otevřen výfukový ventil a přitom se již otevírá či je otevřen ventil sací. Překrytí pomocí dřívějšího otevření sacího ventilu je využíváno při vyšším zatížení či vyšších otáčkách motoru, kdy výfukové plyny, které unikají ze spalovacího prostoru vysokou rychlostí, jsou schopny vytvořit ejektorový efekt, který podporuje nasátí čerstvé směsi do spalovacího prostoru a podpoří jeho dobré vypláchnutí.

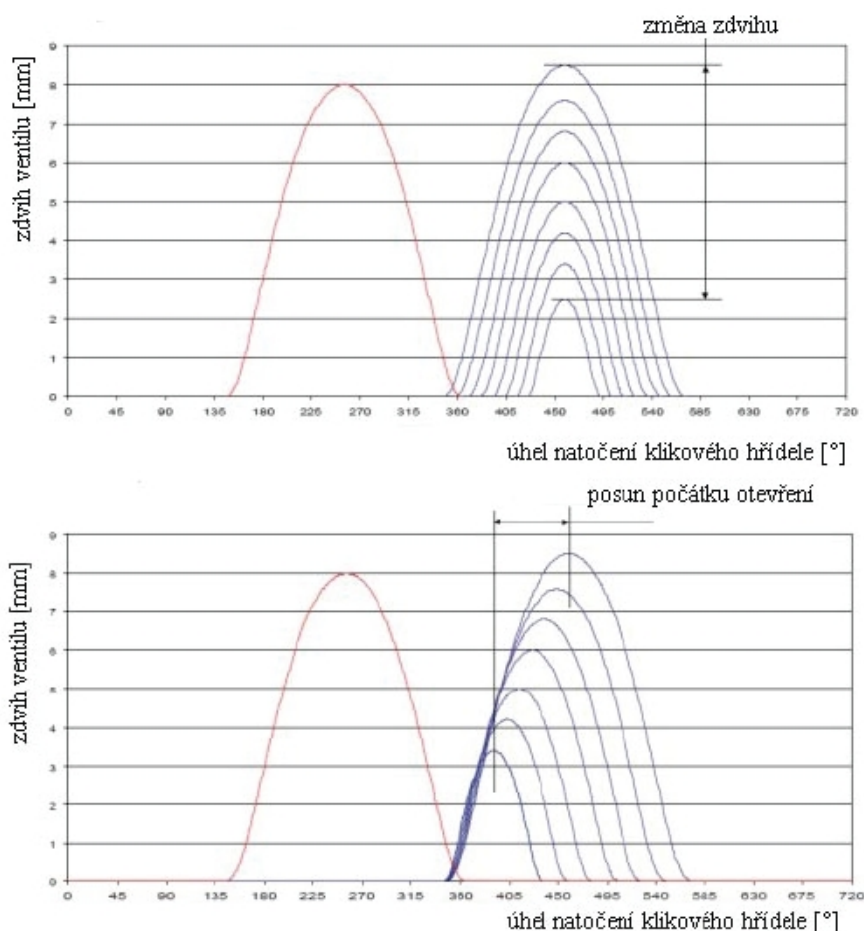
Tento efekt ovšem vzniká pouze při vysokém zatížení motoru a vysokých otáčkách, při nižším zatížení motoru (a s tím souvisejícím vysokým podtlakem v sání) by vlivem překrytí ventilů docházelo k nasátí určitého objemu výfukových plynů do sacího potrubí, tím pádem k ředění směsi. Zapálení takto řídké směsi by bylo obtížné, prohořívání problematické, došlo by k nárůstu obsahu CO a HC ve výfukových plynech. Při středních otáčkách a částečném



zatížení motoru lze překrytí ventilů využít k snížení obsahu  $\text{NO}_x$  pomocí takzvaného vnitřního EGR (Exhaust Gas Recirculation – recirkulace výfukových plynů). Pokud se překrytí ventilů dosáhne pomocí pozdějšího uzavření ventilu výfukového, hrozí naopak únik čerstvé směsi do výfuku.

### 2.3 Změna délky otevření a zdvihu ventilu

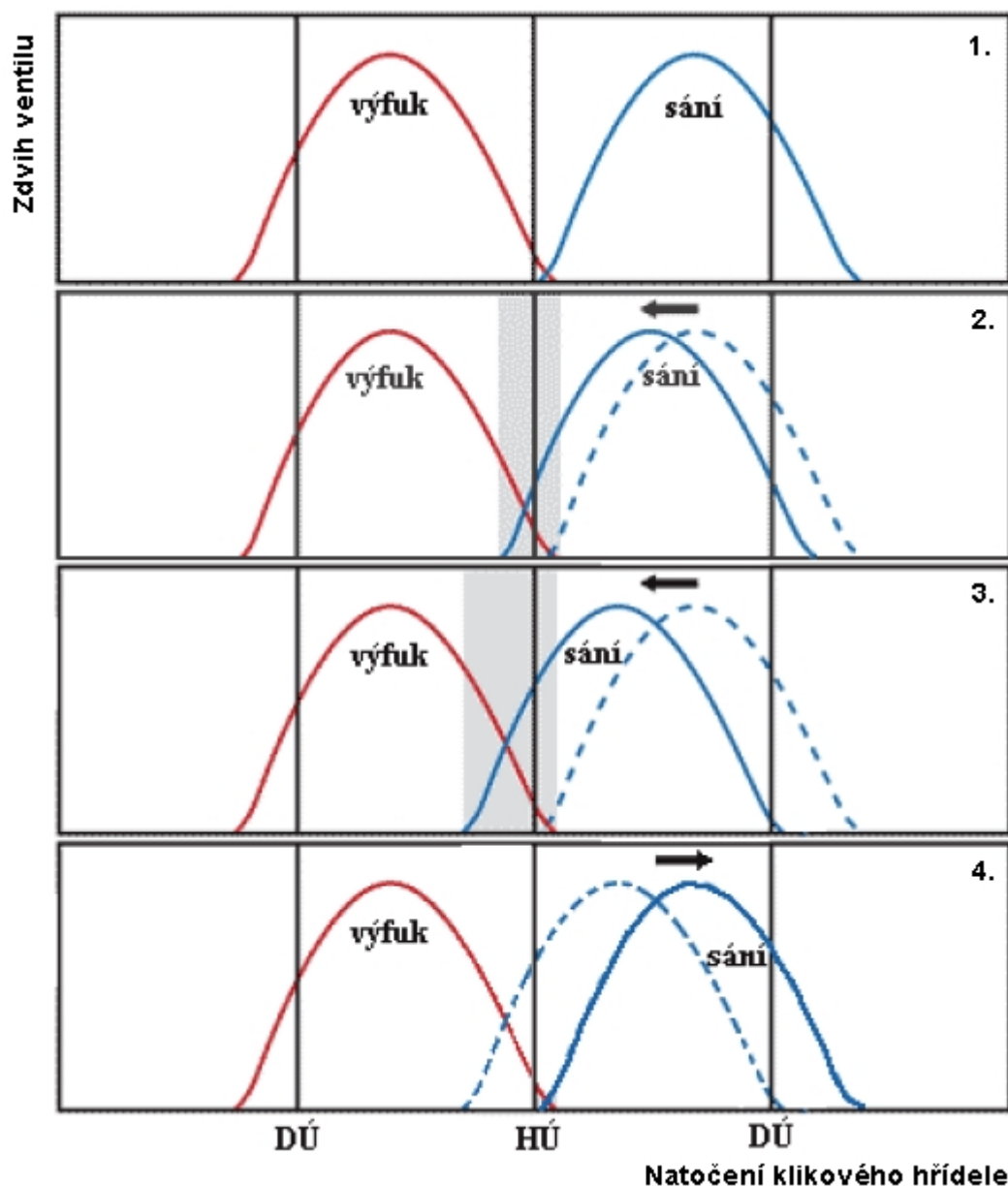
Nejlepší plnění zážehového motoru vyžaduje co nejmenší ztráty. Při vysokých otáčkách je dobré zmenšit ztráty prouděním, čehož lze dosáhnout rychlým, vysokým a dlouhým otevřením sacího ventilu. Dřívějším otevřením sacího ventilu a s ním souvisejícím překrytím lze dosáhnout ejektorového efektu, vysoká hybnost směsi v sacím kanále si žádá uzavření později za dolní úvratí. Velký zdvih a pozdější uzavření jsou však se snižujícími se otáčkami čím dál méně vhodné. Rychlost nasávané směsi je nižší a v sedle ventilu ustává víření, směs se stává nehomogenní. Řešením tohoto problému je zmenšení zdvihu a zkrácení doby otevření sacího ventilu a tím pádem rozvíření směsi v sedle, což s sebou nese homogenizaci směsi. U víceválcových motorů, pokud ventily budou mít nulový zdvih, lze tohoto využít pro vyřazení určitého počtu válců z provozu. Tím, že nedojde pouze k přerušení dodávky paliva, ale i k uzavření válcové jednotky, která tak funguje z části jako vzduchová pružina a nedochází k snižování teploty stěn jednotky vlivem neustálého vyplachování čerstvým vzduchem a snižování teploty katalyzátoru vlivem přimíchání chladnějšího vzduchu do výfukových plynů.



**Obr. 8 Změna zdvihu ventilu a kompenzace počátku otevření pomocí fázového posunutí. [2]**

## 2.4 Změna časování v souvislosti s provozními režimy

Z hlediska otáček a zatížení rozeznáváme několik základních stavů motoru, kterým lze přizpůsobit časování ventilového rozvodu. Při volnoběhu a nízkých otáčkách je v sacím potrubí vysoký podtlak, výfukové plyny ve spalovacím prostoru mají naopak vysoký přetlak, proto by překrytí ventilů způsobovalo nežádoucí ředění směsi a je žádoucí jej minimalizovat. Ventily je možno mít otevřeny kratší dobu a s menším zdvihem.



**Obr. 9 Fázová posunutí doby otevření sacího ventilu v závislosti na provozních stavech motoru (1. volnoběh a nízké otáčky, 2. střední otáčky a zatížení, 3. střední otáčky a zatížení, 4. vysoké otáčky a zatížení). [2]**

Při středních otáčkách a zatíženích, kdy není vyžadován vysoký točivý moment, lze využít ředění směsi výfukovými plyny. Dochází k zvyšování překrytí ventilů a uzavření sacího ventilu se posouvá blíže k horní úvratí, čímž se eliminuje zpětné proudění čerstvé směsi do

sacího traktu. Střední otáčky a vysoké zatížení motoru je charakterizováno požadavkem na vysoký točivý moment, je nutné dosáhnout vysoké plnicí účinnosti. Sací ventil je otvírán dříve, ventily mají větší překrytí, aby byl podtlak ve spalovacím prostoru využit již od počátku k nasávání směsi. Rychle proudící výfukové plyny vytvářejí ejektorový efekt a napomáhají k nasání co nejvyššího množství směsi. Při vysokých otáčkách a zatížení je vhodné později uzavírat sací ventil, protože rychle proudící čerstvá směs má vysokou energii a má schopnost plnit spalovací prostor i ve fázi, kdy se již objem prostoru zmenšuje. Zároveň je žádoucí co největší průtočný průřez realizovaný maximálním zdvihem ventilu.

Jak je zřejmé z předchozích odstavců, pevné nastavení časování rozvodů je vhodné pouze pro úzké spektrum zatížení a otáček. Například závodní motory, které mají vačky načasovány na vysoké překrytí ventilů, protože většinu času pracují pod plným zatížením ve vysokých otáčkách, musí mít nastaven relativně vysoký volnoběh, protože při nízkém volnoběhu by došlo k přílišnému zředění směsi výfukovými plyny. Naproti tomu motory osobních automobilů pracují prakticky v celém spektru otáček a zatížení, čímž při jiných než těch optimálních dojde k zhoršení podmínek pro plnění spalovacího prostoru, což ústí ve zhoršení emisí a snížení točivého momentu motoru. Z tohoto důvodu je řízení časování ventilů výhodné.

### 3. Časování Wankelova motoru

Následující kapitola čerpá ze zdrojů [19], [21].

Řízení sání a výfuku Wankelova motoru je oproti klasickému čtyřdobému motoru s vratným pohybem pístu zcela odlišné. Nenalezneme zde žádné ventily ani vačky, časování je řízeno hranou pístu, který při svém pohybu odkrývá, respektive zakrývá sací nebo výfukový port, podobně jako je tomu u dvoudobých motorů.

První motory přivedené k životu firmou NSU měly sací a výfukový port umístěn na obvodové ploše komory a časování bylo řízeno vrcholem pístu – radiální těsnicí lištou. Jedná se o takzvaný „peripheral port“ - obvodový port. Dalším vývojovým stádiem je umístění sacího portu do kluzné plochy víka skříně, jeho časování je řízeno hranou pístu – axiální těsnicí lištou. Toto provedení je nazýváno „side port“ – boční port. U poslední sériové verze Wankelova motoru – Mazda Renesis – se do kluzné plochy víka přestěhoval i výfukový port.



**Obr. 10 Boční sací port a obvodový výfukový port motoru Mazda R13B. [18]**

Motor s obvodovým výfukovým portem má relativně velké překrytí sání-výfuk, což vede k nestabilnímu spalování při volnoběžných a nízkých otáčkách. Takovéto motory mají také brzké časování počátku výfuku, což brání dlouhému expanznímu zdvihu a má nepříznivý vliv na tepelnou účinnost cyklu. Konfigurace s bočním výfukovým portem dává větší svobodu pro nastavení časování a tvaru portu. Pro redukci vnitřního EGR je vhodné nastavit čas uzavření výfukového portu poblíž „horní úvratí“ (například Mazda R13MPS-RE :výfuk zavírá 3° před horní úvratí, sání otevírá 3° po dolní úvratí → nedochází k žádnému překrytí). Této úplné eliminace je možné dosáhnout pouze při použití bočního výfukového portu, u obvodového výfukového portu této situace nelze, při zachování rozumného časování a průřezu portu, dosáhnout.

### 3.1 Variabilní časování

Velký rozmach variabilního časování u pístových motorů pochopitelně vyvolal snahu použít tuto výhodu i u Wankelova motoru. Systém výrobce Mazda je popsán v textu níže. Ovšem zavedení plně variabilního časování u Wankelova motoru, vzhledem k jeho odlišnostem, s sebou nese několik úskalí, především po konstrukční stránce. U pístových motorů lze odlišit dvě části nastavení ventilového rozvodu: načasování jeho otevření/uzavření a zdvih, které lze ovládat odděleně, což je výhodné pro volbu ideálních parametrů v závislosti na provozním režimu motoru.

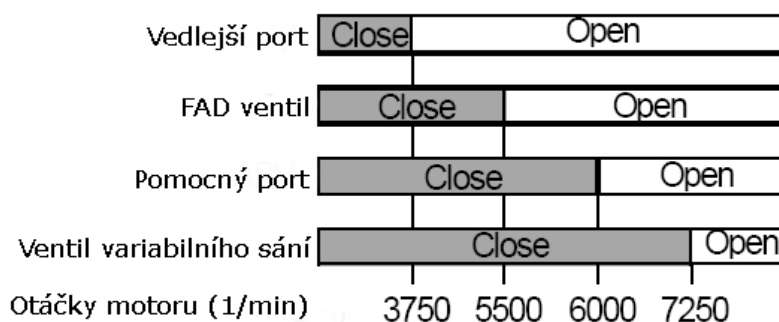
U Wankelova motoru lze jednoduchou změnou pozice hrany portu (kterou rotor odkryje při otevírání nebo zavírání) možno měnit časování, ovšem průtočný průřez, který je u pístového motoru regulován pomocí zdvihu ventilu, je přímo závislý na pozici hran portu, protože regulace třetí hrany portu (představíme-li si port jako přibližný trojúhelník), která by dokázala měnit průtočný průřez bez závislosti na načasování, je technologicky obtížně řešitelná pro její blízkost k excentrickému hřídeli, která nedovoluje umístění regulačního prvku. Průběh otevírání a zavírání portu (který u pístových motorů určuje profil vačky) je u Wankelova motoru dán tvarem hrany portu.

Pro volbu parametrů variabilního portu platí obdobná doporučení, jako pro pístové motory. Pro dosažení maximálního výkonu ve vysokých otáčkách (přibližně 10 000/min) je vhodný velký port, ten ovšem není vhodný pro střední a nízké otáčky, protože je citlivý na dobrou atomizaci paliva a homogenizaci směsi (sníží se rychlost proudění portem). Proto je v těchto otáčkách vhodnější menší port. Ten naopak ve vysokých otáčkách omezuje proudění vzduchu.

U Wankelova motoru je nemožné docílit ejektorového efektu při překrytí sání-výfuk, protože prostory, v nichž dochází k nasávání a výfuku, jsou prostorově oddělené a vzdálené (navíc by sací i výfukový port při překrytí měly pouze minimální průtočný průřez). Překrytí využitelné při částečném zatížení k řízenému ředění směsi je teoreticky možné, ovšem technicky je neřešitelné. Pozice hran portů, kterými píst řídí uzavření výfukového portu a otevření sacího portu, je limitována „chráněným“ prostorem v blízkosti obvodové stěny rotoru, který zaručuje, že radiální těsnicí lišty při pohybu pístu nepropadnou do sacího či výfukového kanálu. Pro nemožnost využití ejektorového efektu lze tedy říci, že u Wankelova motoru je překrytí sání-výfuk nežádoucí.

### 3.2 Mazda R13MPS-RE a RENESIS

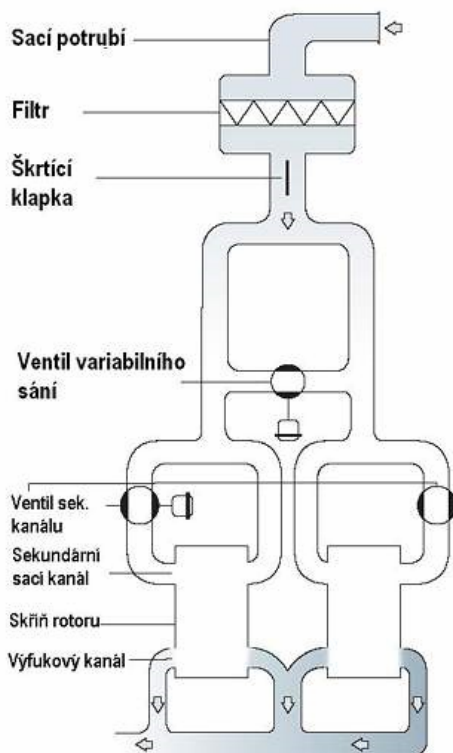
Japonská automobilka Mazda na přelomu tisíciletí vyvinula experimentální motor s označením R13MPS-RE, postavený na základě motoru R13B. Uplatněním poznatků z tohoto vývoje vznikl motor RENESIS pro sportovní vůz Mazda RX-8. Klíčovou modifikací byla změna konfigurace portů na boční sací, boční výfukový, což umožnilo eliminaci překrytí sání-výfuk, neméně důležité byly další modifikace s cílem snížit spotřebu paliva, redukci výfukových emisí, zvýšení výkonu.



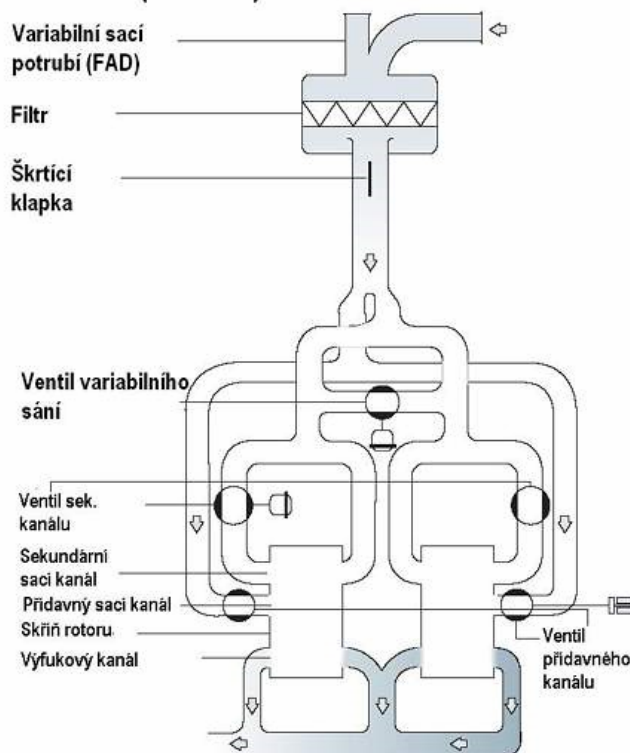
Obr. 11 Logika otevírání jednotlivých kanálů, motor Renesis. [21]

Motor existuje ve dvou verzích: „šestiportový“ a „čtyřportový“, podle počtu sacích portů (a s tím souvisejícím rozdílným výkonem). Oba mají oproti svému předchůdci o 30 % větší průtočný průřez portů a jsou vybaveny systémem, který Mazda nazývá S-DIAS (Sequential-Dynamic Air Intake System: Sekvenčně – Dynamický Systém Nasávání Vzduchu). Každá komora má tři (dva) sací porty: hlavní, vedlejší a pomocný, které mají odlišné otevírací a zavírací časování. Systém S-DIAS v závislosti na otáčkách motoru kontroluje vedlejší a pomocný sací port - elektronický systém pomocí dvupolohových ventilů uzavírá příslušné kanály a také moderuje délku sacího potrubí.

#### Renesis (141 kW)



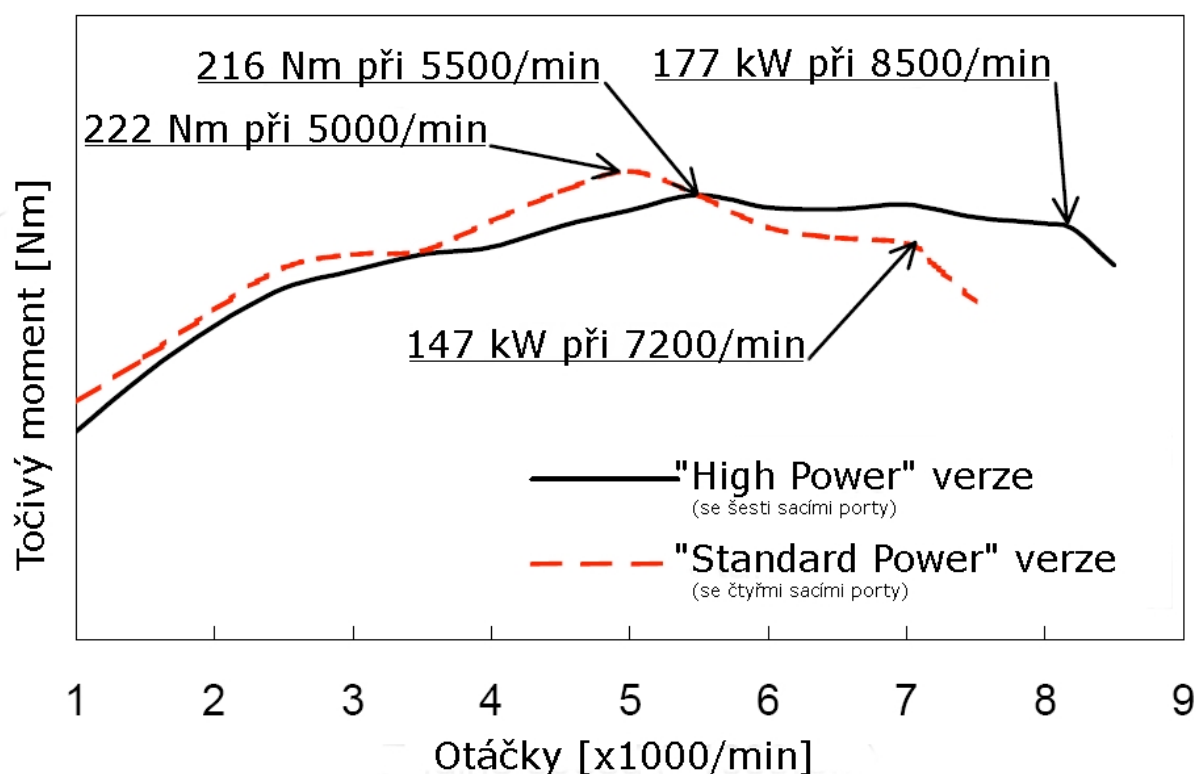
#### Renesis (170 kW)



Obr. 12 Schéma systému S-DIAS. [19]

V nízkých otáčkách je otevřen pouze hlavní sací port, což urychluje proudění přes port a má za následek lepší průběh točivého momentu. Ventil vedlejšího sacího portu se otevírá, když motor překročí otáčky 3750/min, zpomaluje se proudění v sacím potrubí, které by za

předpokladu, že by byl otevřen pouze hlavní port, bylo již příliš vysoké. Při otáčkách 6250/min se otevírá ventil pomocného sacího potrubí, aby se maximalizoval průtočný průřez portu, což vede k zlepšení průběhu točivého momentu a výkonu při maximálních otáčkách. U výkonnější verze se navíc při otáčkách 5500/min přesune klapka v sání, zmenší se jeho délka, což má pozitivní vliv na rezonanční naladění sacího potrubí. Nakonec, při otáčkách 7250/min (u čtyřportové verze při otáčkách 5750/min), se otevře ventil variabilního sání, který dále zkrátí délku sacího potrubí.



**Obr. 13** Vnější momentová charakteristika motoru Mazda Renesis s naznačeným maximálním výkonem. [21]



## 4. Základní parametry a rozměry motoru

Následující kapitola čerpá ze zdrojů [1], [3], [8], [9].

V následujících odstavcích budou na základě zadaných hodnot určeny základní parametry motoru a jeho geometrie. Požadavkem zadání je motor o výkonu 300 kW. Tento vysoký výkon by měl motor dosahovat při otáčkách 9000/min. Pro tento motor byla jako tvořící křivka zvolena dvouoblouková zkrácená epitrochoida. S označením Ei 2:3 (což označuje převodový poměr ozubených kol), protože ta se v historii vývoje Wankelova motoru ukázala být jedinou použitelnou variantou. Vybraná varianta Ei 2:3 nám určuje píst ve tvaru trojúhelníku se třemi pracovními komorami a epitrochoidním profilem skříně.

### 4.1 Volba počtu pracovních komor na rotor a počtu rotorů

Z předchozího textu vyplývá počet pracovních komor jednoho rotoru 3. Kvůli nutnosti dosáhnout vysokého výkonu byla zvolena čtyřrotorová koncepce.

$$\begin{aligned}I_k &= 3 \\I_r &= 4\end{aligned}$$

### 4.2 Volba středního efektivního tlaku a kompresního poměru

Dnešní atmosferické Wankelovy motory dosahují středního efektivního tlaku v rozmezí 0,65 MPa–1,0 MPa, přeplňované pak až 1,65 MPa. Jako startovní hodnota byl zvolen tlak přibližně v půlce intervalu. Obvykle dosahovaný kompresní poměr (poměr maximálního a minimálního objemu komory) je limitován zvolenou tvořící křivkou (varianta E 2:3). Běžné hodnoty se pohybují v rozmezí 8,5-10. Pro požadovaný vysoký výkon byl zvolen poměr na horní hranici obvyklého intervalu.

$$\begin{aligned}p_e &= 0,87 \text{ MPa} \\ \varepsilon &= 10\end{aligned}$$

### 4.3 Poměr ramene rotoru a excentricity hřídele

Analogicky, jako u motorů s vratným pohybem pístu, je mechanismus Wankelova motoru určen dvěma parametry: poloměrem excentru  $e$  (rozměr analogický k poloměru zalomení klikového hřídele) a poloměrem – délkou ramene rotoru  $a$  (rozměr analogický k délce ojnice). Hodnoty  $e$  a  $a$  mohou nabývat různých hodnot, proto byla pro srovnání jednotlivých konstrukcí zavedena poměrná veličina  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{a}{e} \quad (1)$$

Na správné volbě parametru  $\lambda$  závisí maximální využití vlastností, které nám nabízí tvořící křivka. Obvyklé hodnoty parametru  $\lambda$  jsou 6–8. Protože dnes jediný významný výrobce Wankelových motorů Mazda používá již několik desetiletí hodnotu 7, byla tato hodnota



zvolena i v tomto případě. Volba excentricity hřídele je závislá na průměru hřídele procházející stacionárním ozubeným kolem.

$$\lambda = 7$$
$$e = 14$$

Úpravou rovnice (1) získáme vztah:

$$a = \lambda \cdot e \quad (2)$$

Dosazením výše zvolených parametrů vypočteme délku ramene rotoru  $a$ .

$$a = 98 \text{ mm}$$

#### 4.4 Teoretický zdvihový objem rotoru

Pro rotační motor platí analogicky vztah pro efektivní výkon  $P_e$  motoru s vratným pohybem pístu (3). Její úpravou získáme vztah (4) pro teoretický zdvihový objem jednoho rotoru  $V_h$ .

$$P_e = p_e \cdot V_h \cdot n \cdot \tau \cdot i_r \quad (3)$$

$$V_h = \frac{P_e}{p_e \cdot n \cdot i_r \cdot \tau} \quad (4)$$

$p_e$	[Pa]	střední efektivní tlak ve spalovacím prostoru
$V_h$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem jednoho rotoru
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$\tau$	[-]	taktnost motoru (pro Wankelův motor $\tau = 1/3$ )
$i_r$	[-]	počet rotorů

$$V_{h(teor)} = 1724 \text{ cm}^3$$

#### 4.5 Reálný objem rotoru

Zdvihový objem reálného motoru je dán vztahem:

$$V_h = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot h_p \cdot i_k \quad (5)$$

$h_p$	[m]	šířka pístu
$i_k$	[-]	počet komor jednoho rotoru

Vyjádřením jediné neznámé ve vztahu (5) a dosazením v předchozím vypočtené teoretické hodnoty  $V_h$  jsme schopni určit výšku pístu. Skutečnou výšku pak volíme jako nejbližší vyšší celé číslo (v milimetrech).

$$h_p = \frac{V_{h(teor)}}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot i_k} \quad (6)$$

$$h_p = 81 \text{ mm}$$

Zpětným dosazením vypočtené výšky pístu do vztahu (5) získáme reálný objem jednoho rotoru. Celkový objem motoru  $V_c$  pak získáme podle vztahu (7).

$$V_{h(real)} = 1732 \text{ cm}^3$$

$$V_c = V_h \cdot i_r \quad (7)$$

$$V_c = 6929,5 \text{ cm}^3$$

#### 4.6 Litrový výkon motoru

Pro snadnější orientaci a porovnání výkonnosti motorů je zvykem udávat litrový výkon motoru  $P_l$ . Ten se vypočte podle vztahu (8). Pro srovnání Wankelova motoru s klasickým motorem pístovým je potřeba jeho celkový zdvihový objem přepočítat na ekvivalentní zdvihový objem pístového motoru  $V_p$ . Nutnost přepočtu je dána faktem, že jeden kompletní pracovní cyklus Wankelova motoru proběhne za 3 otáčky klikového hřídele oproti dvěma otáčkám u jeho pístového protějšku.

$$P_l = \frac{P_e}{V_c} \quad (8)$$

$$P_l = 43.3 \text{ kW} \cdot \text{l}^1$$

$$V_p = \frac{2}{3} \cdot V_c \quad (9)$$

$$V_p = 4619,7 \text{ cm}^3$$

#### 4.7 Střední obvodová rychlost vrcholu pístu

Hodnotou, která je u rotačních motorů sledována, je střední obvodová rychlost vrcholu pístu (analogie střední pístové rychlosti pístového motoru). Její hodnota je jakýmsi ukazatelem mechanického zatížení motoru (při jmenovitých otáčkách  $n$ ) a je limitována z velké části materiálovými vlastnostmi třecí dvojice těsnící lišta – skříň. Pro Wankelův motor platí obecný vztah:

$$v_{As} = \frac{1}{45} \cdot n \cdot e \cdot (\lambda + 3) \cdot \text{EllipticE} \left[ 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] \quad (10)$$

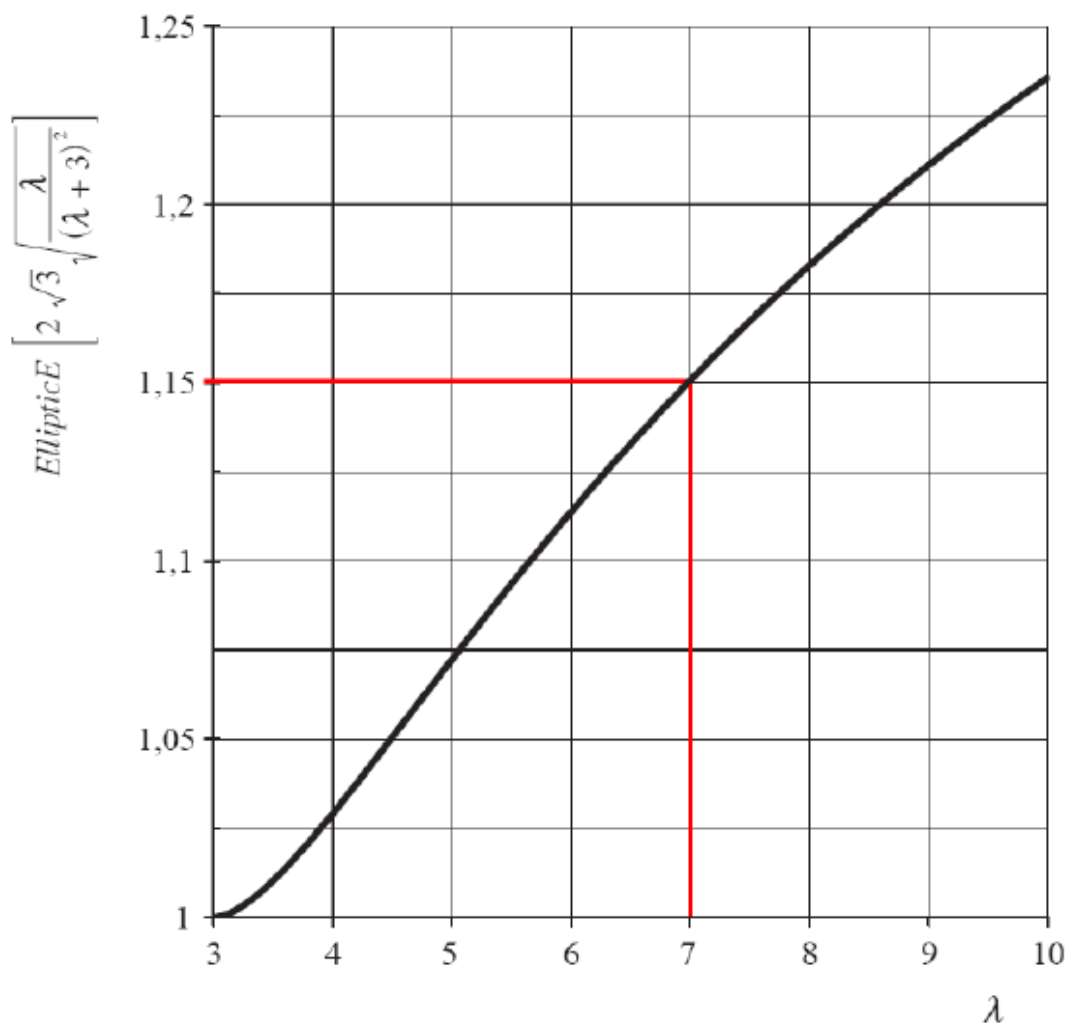
Výraz  $\text{EllipticE} \left[ 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right]$  je úplný eliptický integrál 2. stupně. Pro jeho přesné vyčíslení v závislosti na různých hodnotách  $\lambda$  je vhodné použít matematický software. Jeho hodnoty jsou uvedeny v grafu Graf 1 a pro hodnotu  $\lambda = 7$  platí:

$$\text{EllipticE} \left[ 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] = 1,15065563$$

Úpravou rovnice (10) získáme jednoduše vyčíslitelný vztah pro střední obvodovou rychlost (11).

$$v_{As} = \frac{1}{45} \cdot n \cdot e \cdot (\lambda + 3) \cdot 1,15065563 \quad (11)$$

$$v_{As} = 32,218 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



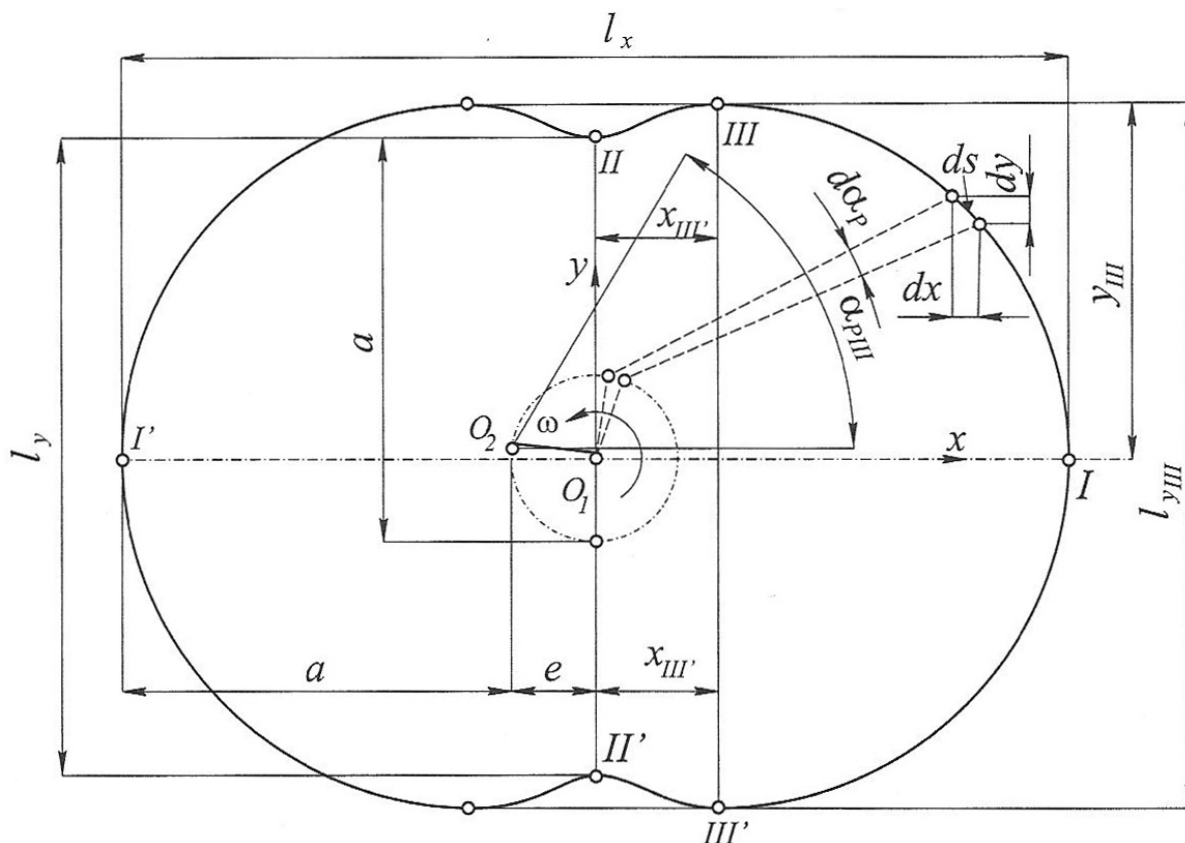
Graf 1. Závislost hodnoty eliptického integrálu II. stupně na poměru  $\lambda$  [9]

## 5. Geometrie vnitřního profilu skříně

Následující kapitola čerpá ze zdrojů 1, 3, 10.

### 5.1 Základní rozměry

V předchozím textu byla zvolena jako tvořící křivka profilu historicky osvědčená zkrácená epitrochoida s poměrem malého a velkého kola  $i = 2:3$ . Pro tuto variantu v této kapitole zjistíme základní rozměry.



Obr. 14 Základní rozměry zkrácené epitrochoidy. [5]

Pro Wankelův motor platí:

$$\frac{n}{n_p} = \frac{1}{1-i} = 3, \text{ z čehož plyne závislost } \frac{\omega_p}{\omega} = \frac{\alpha_p}{\alpha} = \frac{1}{3} \quad (12)$$

$n_p$ ,  $\omega_p$ ,  $\alpha_p$  v (12) označují otáčky, úhlovou rychlost a úhel natočení pístu, podobně  $n$ ,  $\omega$ ,  $\alpha$  označuje stejné veličiny excentrického hřídele. V pravoúhlé souřadné soustavě orientované podle Obr. 14 pak jsme schopni vyjádřit souřadnice bodu ležícího na epitrochoidě v parametrickém tvaru v závislosti na parametru  $\alpha_p$  rovnicemi:

$$\begin{aligned}x &= e \cdot (\cos 3\alpha_p + \lambda \cdot \cos \alpha_p) \\y &= e \cdot (\sin 3\alpha_p + \lambda \cdot \sin \alpha_p)\end{aligned}\quad (13)$$

Z rovnic (1) a (20) vyplývá, že epitrochoida je plně určena dvěma veličinami:  $a$  a  $\lambda$ , nebo  $e$  a  $\lambda$ . Pomocí těchto veličin jsme pak schopni vyčíslit další rozměry (uvedené na Obr. 14).

Délka velké osy epitrochoidy  $l_x$ :

$$l_x = 2 \cdot (a + e) = 2 \cdot e \cdot (\lambda + 1) \quad (14)$$

$$l_x = 224 \text{ mm}$$

Délka malé osy epitrochoidy  $l_y$ :

$$l_y = 2 \cdot (a - e) = 2 \cdot e \cdot (\lambda - 1) \quad (15)$$

$$l_y = 168 \text{ mm}$$

Maximální šířka epitrochoidy (v místě bodu *III* na Obr. 14, vychází z jeho souřadnic (16)):

$$\begin{aligned}x_{III} &= \frac{\sqrt{3}}{9} \cdot a \cdot \sqrt{9 - \lambda} \\y_{III} &= \frac{\sqrt{3}}{9} \cdot e \cdot \sqrt{\lambda + 3} \cdot (\lambda + 3)\end{aligned}\quad (16)$$

$$l_{yIII} = 2 \cdot y_{III} = \frac{2 \cdot \sqrt{3}}{9} \cdot e \cdot \sqrt{\lambda + 3} (\lambda + 3) \quad (17)$$

$$l_{yIII} = 170,4 \text{ mm}$$

## 5.2 Oskulační kružnice

Oskulační kružnici nazýváme takovou kružnici, která má v daném bodě s danou křivkou styk nejméně druhého řádu. Použití oskulačních kružnic je vhodné k rychlému sestrojení epitrochoidy, jejíž hlavní rozměry jsou známy. Epitrochoida je symetrická podle obou svých os, proto je dostačující určit poloměry oskulačních kružnic v bodech *I* a *II*. Pro jejich poloměry  $r_I$  a  $r_{II}$  platí následující vztahy:

$$\begin{aligned}r_I &= e \cdot \frac{(\lambda + 3)^2}{\lambda + 9} \\r_{II} &= e \cdot \frac{(\lambda - 3)^2}{\lambda - 9}\end{aligned}\quad (18)$$

$$r_I = 87,5 \text{ mm}$$

$$r_{II} = 112 \text{ mm}$$

Střed křivosti  $OI$  bude ležet vždy uvnitř křivky, protože součinitel  $\lambda$  nabývá pouze kladných hodnot a hodnota poloměru  $r_I$  je také vždy kladná. Pro střed křivosti  $OII$  je situace poněkud komplikovanější. Pro hodnotu  $\lambda > 9$  je hodnota  $r_{II}$  kladná, střed křivosti  $OII$  leží uvnitř křivky. Pokud je hodnota  $\lambda$  v intervalu  $(3;9)$ , pak poloměr  $r_{II}$  je záporný a střed křivosti  $OII$  leží mimo křivku. Zvláštními případy jsou pak hodnoty  $\lambda = 3$  a  $\lambda = 9$ . Pro první z nich je poloměr  $r_{II}$  nulový, pro druhý pak nekonečně velký.

### 5.3 Vnitřní obvod profilu skříně

Při řešení některých skutečností, jako například výpočtu střední obvodové rychlosti vrcholu pístu v předchozím textu, jsme narazili na potřebu znát obvod vnitřního profilu skříně. Pro něj platí vztah:

$$l_k = 4 \cdot e \cdot (\lambda + 3) \cdot \text{EllipticE} \left[ 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] \quad (19)$$

$$l_k = 644,322 \text{ mm}$$

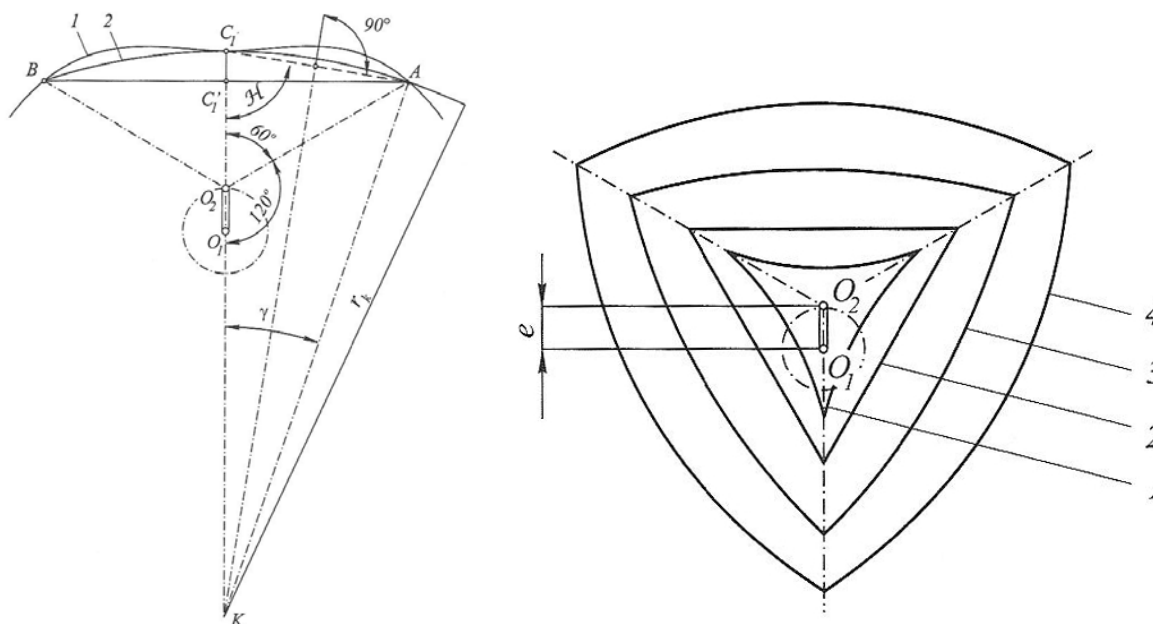
## 6. Geometrie vnějšího profilu rotoru

Následující kapitola čerpá ze zdrojů [1], [3], [9].

### 6.1 Výběr profilu pístu

Teoretický profil boku pístu Wankelova motoru je dán vnitřní obalovou křivkou vnitřního profilu skříně. Lze jej získat tak, že menší kolo spojené s křivkou vnitřního profilu skříně odvalujeme uvnitř většího kola, které je nehybné. Obecně však může být bok pístu tvořen libovolnou křivkou takovou, aby pak profil pístu nepřesahoval profil teoretický a tím pádem nedocházelo ke kolizi pístu se skříní.

Čím více se skutečný profil pístu liší od teoretického, tím větší je mezera mezi profilem pístu a skříně. To má za důsledek snížení dosažitelného kompresního poměru, stejně jako snížení množství směsi soustředěné ve vybrání pístu. Směs soustředěná v prostoru mezi pístem a skříní je více ochlazována, prodlužuje se spalování a snižuje účinnost motoru.



**Obr. 15** Vlevo profil boku pístu tvořený kruhovým obloukem, vpravo tvary pístu tvořeného kruhovým obloukem při konstantním  $e$  a proměnném poměru  $\lambda$  ( $O_1$  = osa hřídele,  $O_2$  = osa výstředníku, 1.  $\lambda = 3$ , 2.  $\lambda = 4$ , 3.  $\lambda = 5$ , 4.  $\lambda = 7$ ). [5]

Profil pístu skříně je možno s dostatečnou přesností nahradit kruhovým obloukem procházejícím body  $A_1B$  (viz Obr. 15), aniž by došlo ke kolizi s profilem skříně. Profil takto vytvořený kruhovým obloukem má oproti teoretickému profilu plochu menší přibližně o 5,6 %. Pro poloměr oblouku  $r_k$  kruhového oblouku platí vztah:

$$r_k = e \cdot \frac{(\lambda - 1)^2 + 3}{\lambda - 4} \quad (20)$$

$$r_k = 182 \text{ mm}$$

Z rozboru rovnice (20) plyne, že pro

$$\begin{aligned} \lambda < 4 & \quad je \quad r_k < 0 \\ \lambda = 4 & \quad je \quad r_k = \infty \\ \lambda > 4 & \quad je \quad r_k > 0 \end{aligned}$$

což znamená, že pro  $\lambda < 4$  má profil konvexní tvar, pro  $\lambda = 4$  tvar přímky a pro  $\lambda > 4$  konkávní tvar.

## 6.2 Kompresní poměr

Kompresní poměr klasického pístového motoru je definován jako poměr objemu uzavřeného mezi dnem pístu a hlavou válce při polohách v dolní a horní úvrati, což je vlastně poměr největšího a nejmenšího objemu pracovního prostoru. Stejně je tomu u Wankelova motoru, kompresní poměr motoru s teoretickým profilem pístu je dán tímto podílem. V reálném motoru, ve kterém bylo použito nahrazení teoretického profilu pístu kruhovým obloukem a byl použit pomocný kanál o objemu  $V_{pk}$  je nutno toto zahrnout.

Pro kompresní poměr platí:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max} + V_{pk}}{V_{\min} + V_{pk}} = \frac{S_{\max} \cdot h_p + V_{pk}}{S_{\min} \cdot h_p + V_{pk}} \quad (21)$$

Hodnoty  $S_{\max}$  a  $S_{\min}$  jsou obsahy profilových ploch. Plocha je určena rovnicí (22) a dosáhne svého maxima při úhlu  $\alpha_p = k \cdot \frac{\pi}{2}$ , kde  $k = 1, 3, 5, \dots$  a minima při úhlu  $\alpha_p = k' \cdot \frac{\pi}{2}$ , kde  $k' = 0, 2, 4, \dots$  a pro jejich hodnoty platí vztahy (23), (24).

$$\begin{aligned} S &= e^2 \cdot \left[ \pi + \left( \frac{1}{3} \cdot \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha_p \right] - S_4 \\ S_{\max} &= e^2 \cdot \left[ \pi + \left( \frac{1}{3} \cdot \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 + 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \right] - S_4 \\ S_{\min} &= e^2 \cdot \left[ \pi + \left( \frac{1}{3} \cdot \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \right] - S_4 \end{aligned} \quad (22), (23), (24)$$

Plocha  $S_4$  se nachází mezi spojnici dvou sousedních vrcholů pístu a jeho obrysem a má pro daný profil konstantní velikost. Motivací pro její zavedení byla možnost použít libovolné profily pístu, přičemž se její hodnota dá zjistit experimentálně a není třeba složitě analyticky popisovat geometrii pístu. Při použití kruhového oblouku je plocha  $S_4$  rovna ploše kruhového oblouku  $AC_1B$  a platí pro ni vztah (25). Pokud bychom použili teoretický profil pístu, je potřeba vzít v úvahu rozdílné hodnoty ploch  $S_4$  u obou profilů.

$$S_{4kr} = r_k^2 \left[ \gamma - \frac{1}{2} \sin 2\gamma \right] \quad \text{kde} \quad \sin \gamma = \left( \frac{\lambda \cdot e \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot r_k} \right) \quad (25)$$

$$S_{4kr} = 24,0522 \text{ cm}^2$$





**Obr. 16 Pohled na píst motoru Mazda R13B s dobře viditelným pomocným kanálem, poškozený kvůli defektu těsnící lišty. [18]**

Nyní již vyčíslením rovnic (23), (24) dopočteme hodnoty  $S_{max}$  a  $S_{min}$  a po dosazení do (21) hodnotu kompresního poměru. Objem pomocného kanálu pak získáme úpravou vztahu (21).

$$S_{max} = 76,7372 \text{ cm}^2$$

$$S_{min} = 5,446 \text{ cm}^2$$

$$V_{pk} = \frac{\varepsilon \cdot S_{min} \cdot h_p - S_{max} \cdot h_p}{1 - \varepsilon} \quad (26)$$

$$V_{pk} = 20,0495 \text{ cm}^3$$

### 6.3 Úhel výkyvu pístu

Vzhledem ke skříní se píst Wankelova motoru kýve v rozmezí úhlu  $2\delta_{max}$ . Tento úhel má vliv na funkci těsnící lišty, podle [1] nemá být úhel  $\delta_{max}$  větší než  $30^\circ$ , tedy  $\sin \delta_{max} \leq 0,5$ . V obecné poloze určíme úhel výkyvu podle vztahu:

$$\tan \delta = \frac{3 \cdot \sin 2\alpha_p}{\lambda + 3 \cdot \cos 2\alpha_p} \quad (27)$$

Maximum výkyvu  $\delta_{max}$  je závislé na poměru  $\lambda$  a vypočte se podle vztahu:

$$\sin \delta_{max} = \frac{3}{\lambda} \quad (28)$$

$$\delta_{max} = 0.4429 \text{ rad} = 25.3769^\circ$$

Hodnota výkyvu pístu odpovídá podmínce pro dobré těsnění lišty.

## 7. Návrh časování

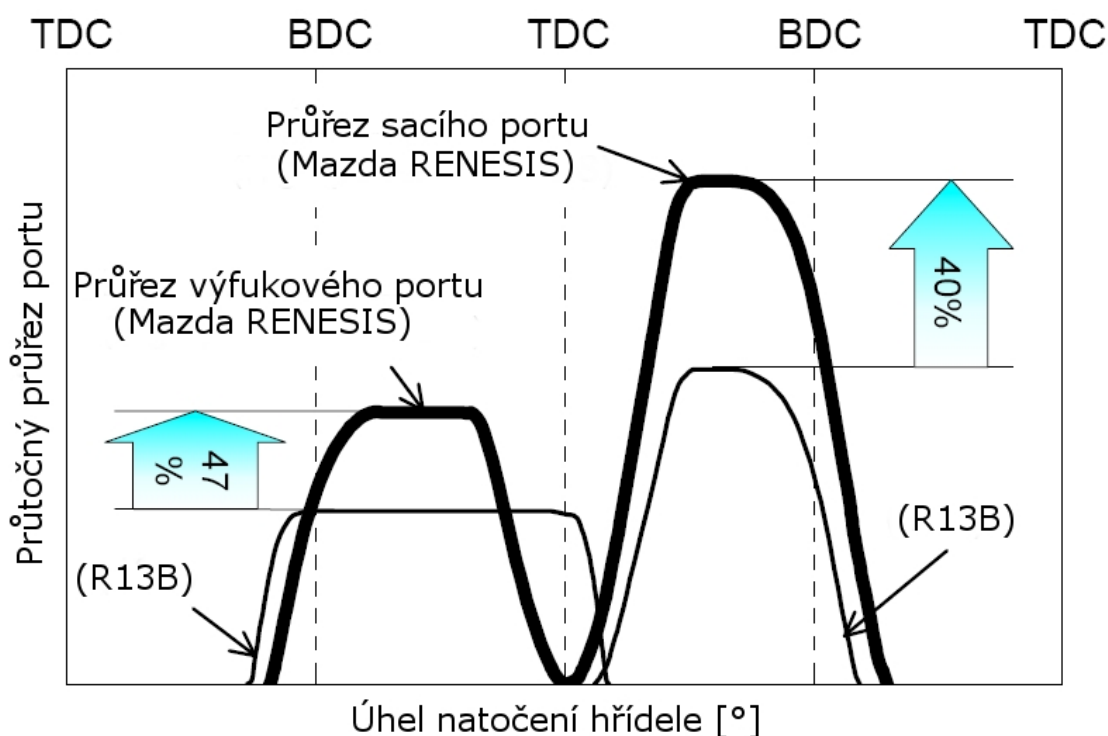
Následující kapitola čerpá ze zdrojů [1], [3].

Správné nastavení časování sacích a výfukových kanálů (portů) je klíčové pro dosažení nízké spotřeby a emise škodlivých plynů, vhodného průběhu a vysokého maxima točivého momentu a výkonu. Jak již bylo řečeno v předchozím textu, v současnosti je snahou přejít od konstantnosti časování k jeho maximální variabilitě.

### 7.1 Srovnání bočních a obvodových kanálů

Pro rotační motor je vhodný strmý počátek otevření výfukového kanálu, které dovolí využít konce tlakového diagramu. Stejně tak je vhodné strmé otevření a uzavření sacího kanálu, které dovolí využít dynamické plnění.

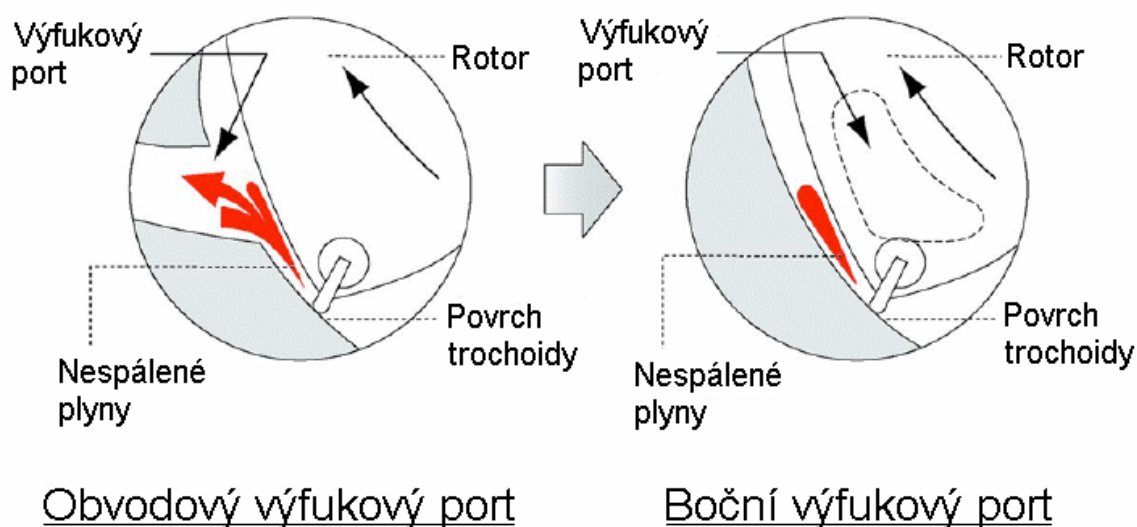
Pro přívod čerstvé směsi a odvod spalin u Wankelova motoru máme na výběr dva způsoby realizace – boční kanál a obvodový kanál. Sací obvodový kanál má omezené možnosti časování, což se projevuje ve velkém úhlu překrytí sání - výfuk. To v nízkých otáčkách způsobuje problémy se stabilitou hoření a je příčinou pro automobilový motor nevhodného průběhu točivého momentu s maximem ve vysokých otáčkách. Naproti tomu má shodný motor s obvodovými kanály větší úhlový průřez kanálu a tím pádem i vyšší výkon v celém spektru otáček.



**Obr. 17 Srovnání bočních a obvodových kanálů, motory Mazda R13B a RENESIS. [21]**

Boční sací kanál oproti tomu musí mít delší potrubí, otevírá se méně strmě než obvodový a na kratší dobu. Motory s bočními sacími kanály ovšem mají vhodnější průběh točivého momentu v nižších otáčkách.

Stejně jako u sacích kanálů, i výfukové obvodové kanály omezují možnosti načasování a důsledkem jejich použití je překrytí sání-výfuk (při zachování rozumného průřezu kanálu) je odstranění překrytí nemožné. Při běhu motoru nedochází v zadní části spalovací komory k dokonalému spalování a nacházejí se zde nespálené uhlovodíky. Možností, jak obsah uhlovodíků snížit, je udržet je ve spalovací komoře, převést do dalšího spalovacího cyklu a nedovolit jejich únik výfukem. Toto, jak je znázorněno na Obr. 18, umožní právě boční výfukový kanál. Ten umožní také načasování bez překrytí (viz Obr. 17). Výsledkem je nižší spotřeba paliva, schopnost motoru pracovat při volnoběhu na chudší směs a snížení obsahu HC o 30 až 50 %.



**Obr. 18 Způsob převodu nespálených HC do dalšího cyklu. [21]**

Volba mezi obvodovým a bočním kanálem, jak vyplývá z předchozího textu, je kompromisem. Z důvodu požadavků na nízkou spotřebu, plnění přísných emisních standardů, vhodný průběh točivého momentu a větší volnost v návrhu časování i možnosti regulace je zvoleno umístění sacích i výfukových kanálů do boční stěny motoru.

## 7.2 Pevné časování

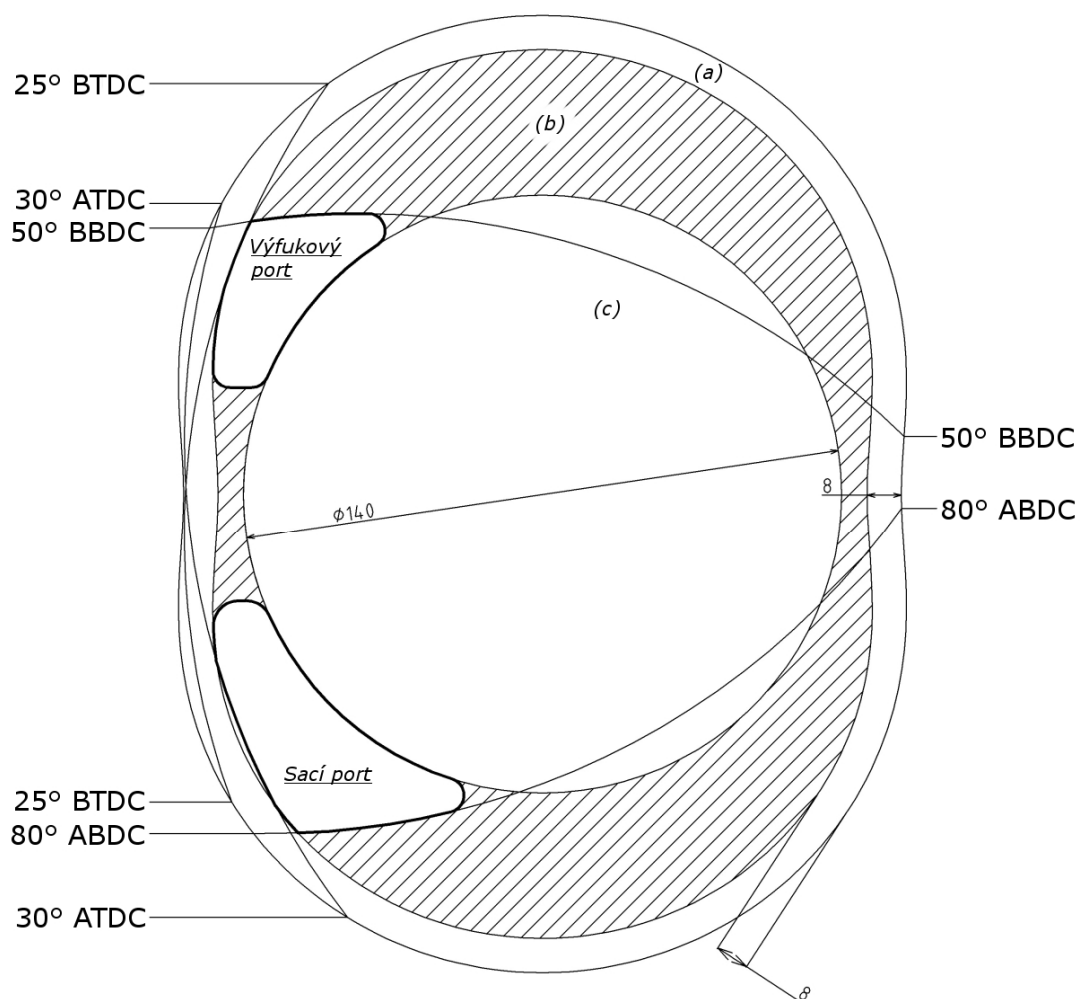
Řízení otevírání a zavírání bočních kanálů obstarává axiální těsnicí lišta při pohybu rotoru. Údaj o časování je tedy okamžik, lépe řečeno úhel otočení excentrického hřídele, ve kterém lišta mine hranu portu a otevře tak kanál. Časování uzavření výfukového kanálu a otevření sacího kanálu je však omezeno z konstrukčních důvodů plochou (na Obr. 19 plocha a) vytvořenou částí kruhového těsnění a boční plochou radiální těsnicí lišty. Hranice této plochy je ekvidistantní s hranou komory a je od ní odsazena o 8 mm. Do této plochy nesmí zasahovat žádný z portů, jinak by hrozilo poškození těsnících elementů. Axiální těsnicí lišta je upevněna v místě této plochy, a tak při rotaci nehrozí její poškození.

Pevné časování, tedy takové, které není ovlivněno žádným regulačním prvkem, je navrženo pro jmenovité otáčky. Jejich nastavení je obdobné jako u motoru Mazda R13MPS-RE, který má stejnou konfiguraci portů. Hodnoty počátku a konce otevření sacích a výfukových kanálů jsou v úhlu relativního otočení klikového hřídele před (**B**efore) nebo po (**A**fter) dolní úvratí (**B**ottom **D**eath **C**enter) nebo horní úvratí (**T**op **D**eath **C**enter). Horní úvratí u rotačního motoru

se rozumí okamžik, kdy má daná komora nejmenší objem, dolní úvratí naopak okamžik, kdy má komora objem největší. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 1.

KANÁL	Sací	Výfukový
Otevření [°]	30° ATDC	50° BBDC
Zavření [°]	80° ABDC	25° BTDC
Max. průřez [mm <sup>2</sup> ]	1408	895

Tabulka 1. Časování sacích a výfukových kanálů.

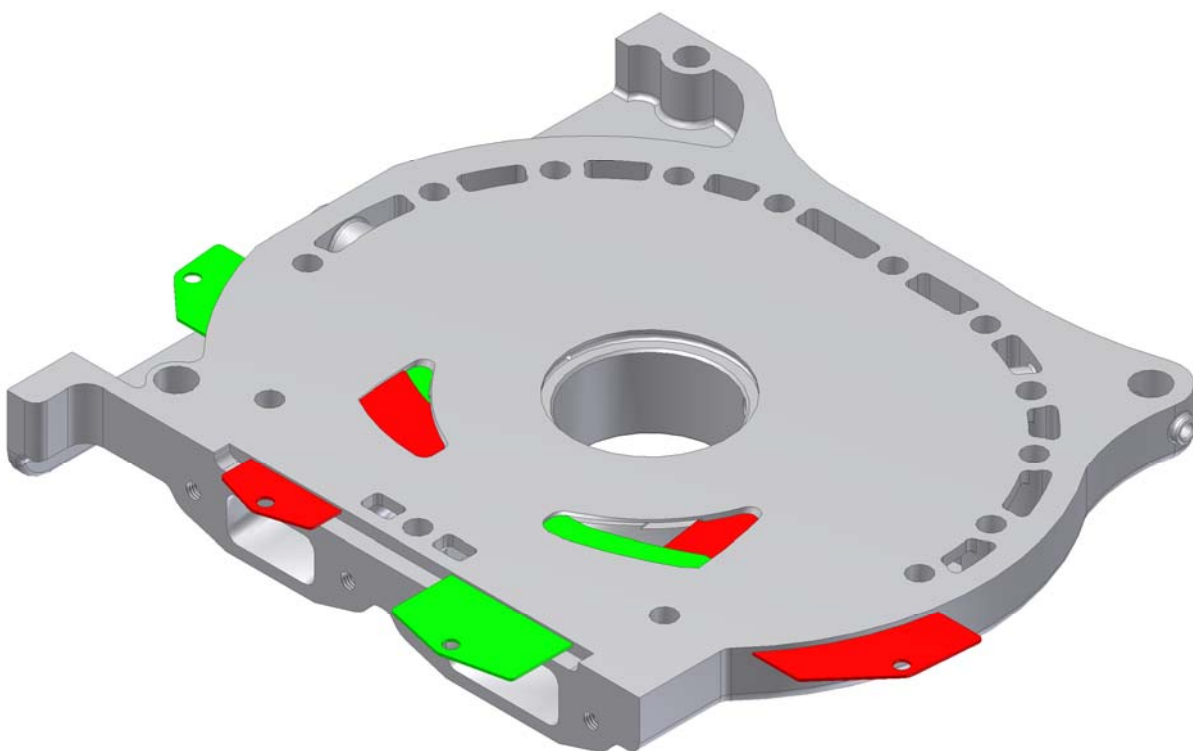


Obr. 19 Umístění a časování sacích a výfukových portů.

### 7.3 Variabilní časování

Počátek a konec otevření kanálu je možno regulovat posunutím hrany portu. Samotné posunutí hrany obstarává 1 mm tlustý břit obdélníkového tvaru, který je veden v drážce pro něj vytvořené v komorové bočnici. Povrch břitu je upraven grafitovým povlakováním pro snížení tření v drážce. Břity jsou v následujícím textu pojmenovány podle toho, co regulují (SO, VO → otevření sání, výfuku. SZ, VZ → uzavření sání, výfuku).

Regulaci jednoho portu obstarává dvojice břitů, jeden posouvá hranu otevírající a druhý hranu zavírající port. Jelikož se plochy působnosti portů navzájem překrývají, musí také drážky pro porty ležet v jiných rovinách. Středové roviny drážek jsou od sebe posunuty o 1 mm a vzájemně vysouvající se břity po sobě kloužou.



***Obr. 20 Komorová bočnice s vsazenými břity. Sací kanál ve stavu částečné regulace, výfukový kanál uzavřen. Červený břit reguluje uzavření kanálu, zelený jeho otevření.***

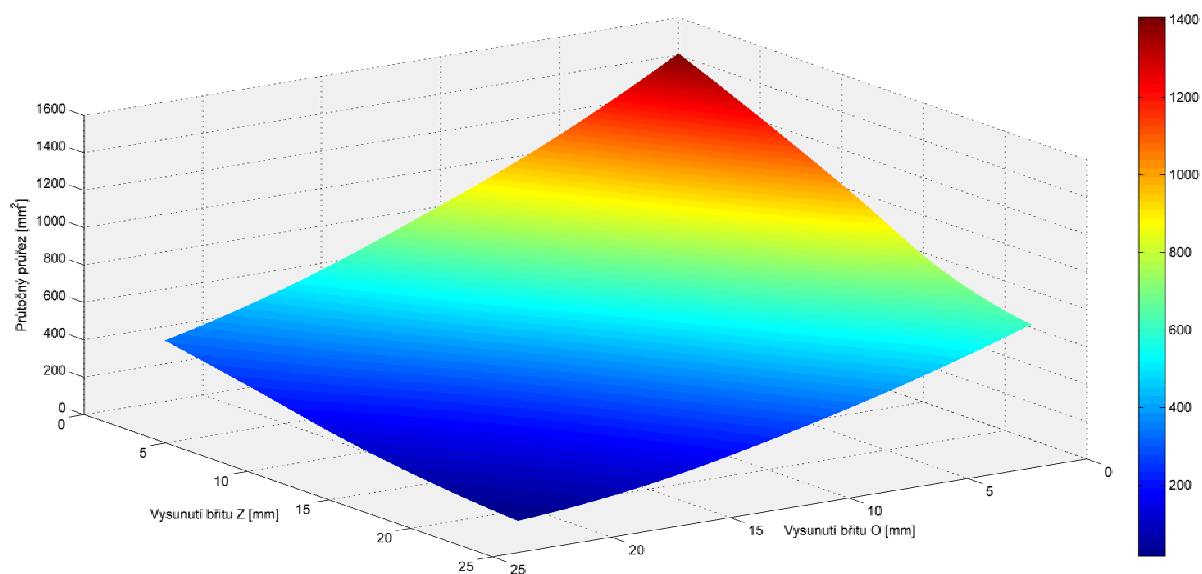
Společným pohybem obou břitů směrem k plnému vysunutí (což u sacího kanálu je 27 mm a u výfukového 23 mm od polohy pro jmenovité otáčky), jsou břity schopny uzavřít výfukový a sací prostor. Tohoto je možno využít pro řízení chodu motoru bez škrtkové klapky (regulovat hmotnostní tok média do motoru) a také k úplnému uzavření přístupu pracovního média v režimu brzdění motorem.

<b>Břit SO:</b>	0 mm	5,4 mm	10,8 mm	16,2 mm	21,6 mm
<b>Břit SZ:</b>	0 %	20 %	40 %	60 %	80 %
0 mm 0 %	1408,28	1052,12	764,463	512,822	324,308
5,4 mm 20 %	1201,06	874,581	615,116	392,173	231,284
10,8 mm 40 %	977,26	690,872	458,786	264,3	131,827
16,2 mm 60 %	738,061	534,439	333,408	163,999	60,839
21,6 mm 80 %	615,445	404,698	232,007	93,822	17,1393

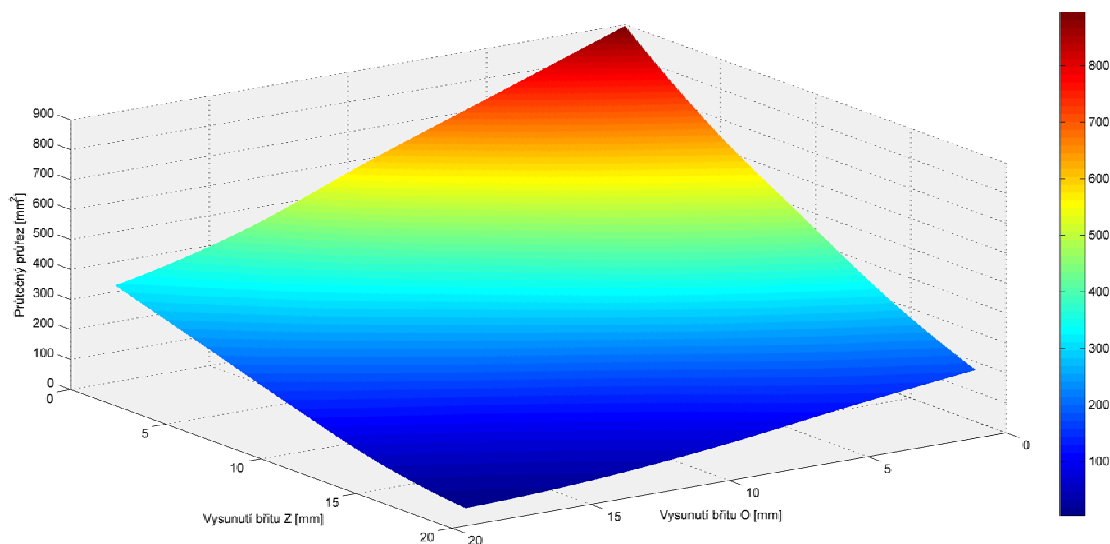
<b>Břit VO:</b>	0 mm	4,6 mm	9,2 mm	13,8 mm	18,4 mm
<b>Břit VZ:</b>	0 %	20 %	40 %	60 %	80 %
0 mm 0 %	895,306	743,84	592,728	430,671	321,694
4,6 mm 20 %	660,222	545,088	422,344	317,334	229,627
9,2 mm 40 %	478,237	384,06	284,41	201,497	135,527
13,8 mm 60 %	306,095	233,84	155,862	93,765	50,961
18,4 mm 80 %	173,122	122,623	66,228	25,103	4,263

**Tabulka 2. Průtočný průřez (v mm<sup>2</sup>) sacích a výfukových kanálů v závislosti na vysunutí regulačních břitů.**

Závislost změny průtočného průřezu kanálů na vysunutí regulačních břitů (jsou v krocích 0 – 80 %) uvádí Tabulka 2 a je graficky znázorněná v Grafech 2. a 3. V Grafech 4. až 7. je pak závislost změny průtočného průřezu při vysouvání pouze jednoho z břitů. Hodnoty průtočného průřezu jsou zjišťovány pouze do 80 % maximálního vysunutí obou břitů, protože již toto vysunutí znamená zmenšení průtočného průřezu na 0,47 % plné hodnoty průřezu u výfukového a 1,23 % u sacího kanálu a při vyšším vysunutí by znamenalo režim brzdění motorem. Taktéž větší než 80 % vysunutí jediného břitu již není v režimu regulace opodstatněné.



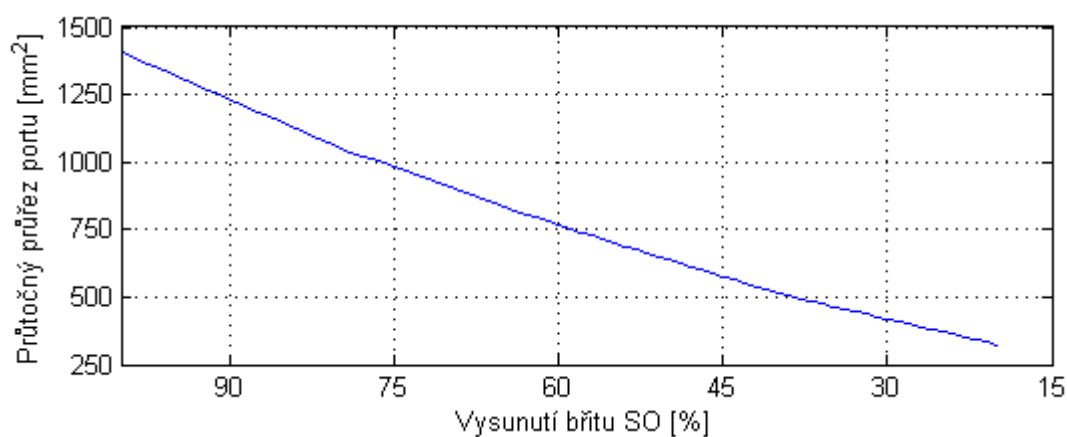
**Graf 2. Závislost průtočného průřezu sacího kanálu na vysunutí regulačních břitů.**



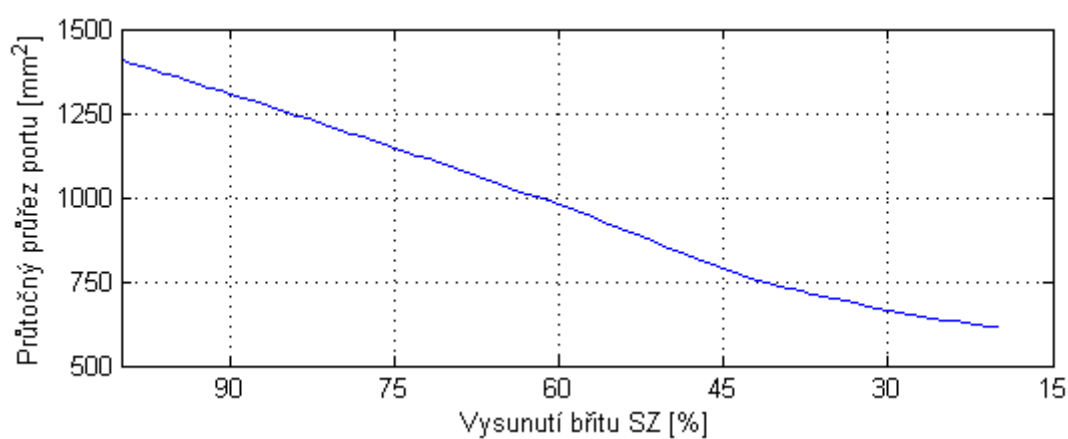
**Graf 3. Závislost průtočného průřezu výfukového kanálu na vysunutí regulačních břitů.**

Jako nevýhodu tohoto systému vidím fakt, že břit je schopen pohybu pouze rovnoběžně s osou drážky, zatímco rotor, resp. axiální těsnění rotoru, vykonává pohyb složený ze dvou rotací. Tím pádem bude axiální lišta relativně přesně odkrývat celou hranu břitu jen v úzkém rozmezí vysunutí kolem polohy pro jmenovité otáčky. Vzhledem k složitému pohybu pístu, výrobní technologii drážek a možnostem montáže ovšem nevidím jiné řešení.

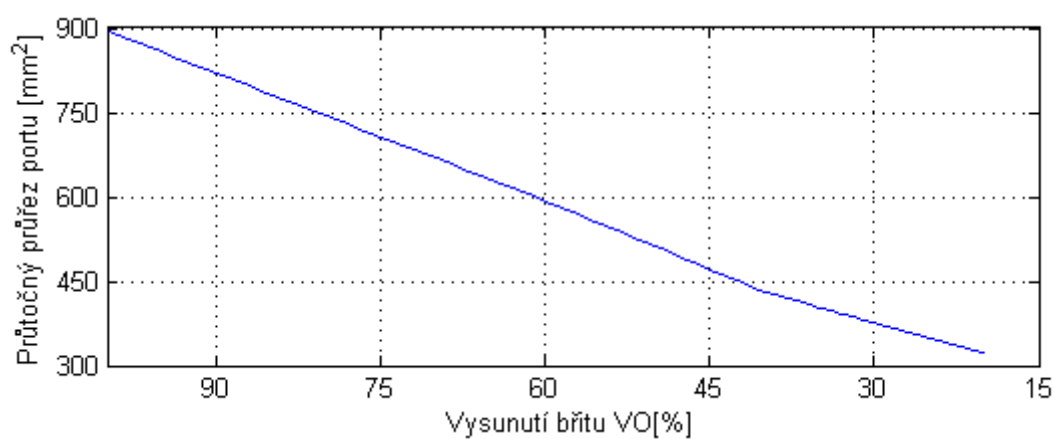




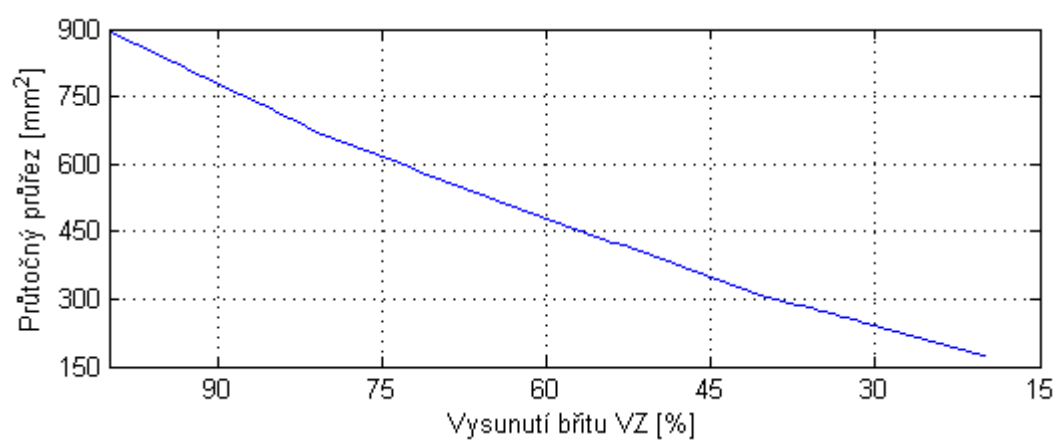
**Graf 4. Závislost průtočného průřezu na vysunutí bříty SO ( $SZ = 0$ ).**



**Graf 5. Závislost průtočného průřezu na vysunutí bříty SZ ( $SO = 0$ ).**



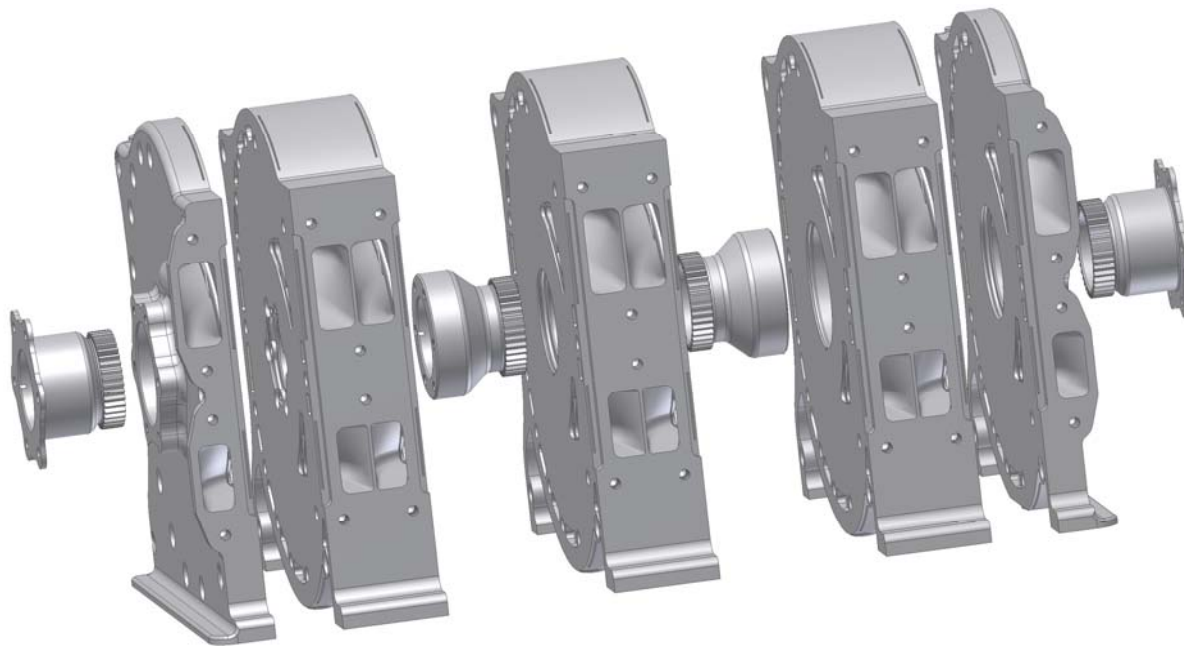
**Graf 6. Závislost průtočného průřezu na vysunutí bříty VO ( $VZ = 0$ ).**



**Graf 7. Závislost průměrného průřezu na vysunutí břitu VZ ( $VO = 0$ ).**

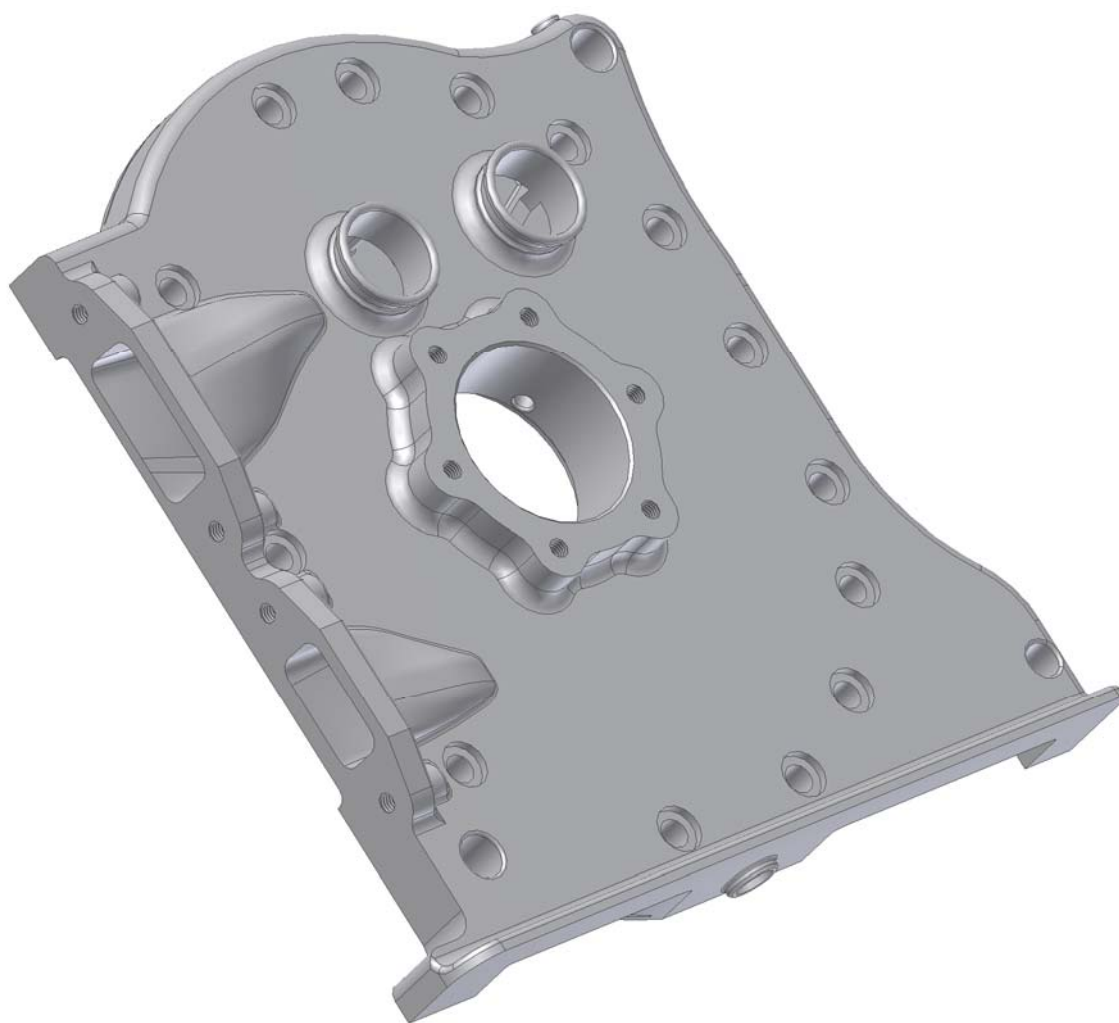
## 8. Komorová bočnice

Navrhovaný motor je čtyřrotorový atmosféricky plněný kapalinou chlazený Wankelův rotační motor s pětkrát uloženým excentrickým hřídelem. Toto uspořádání si vynutilo konstrukci pěti odlišných typů komorových bočnic, jak je zřejmé z Obr. 21. Kluzné plochy spalovacích komor jsou ovšem všechny stejné. V bočnicích jsou vytvořeny drážky pro vedení regulačních břitů časování.



***Obr. 21 Bočnice a nosiče ložisek se stacionárními ozubenými koly.***

Na vnější straně přední bočnice je vytvořena plocha pro montáž pomocných zařízení motoru. Vzhledem k navrženému systému průtoku chladicí kapaliny motorem jsou na bočnici otvory pro vstup a výstup kapaliny. Studená kapalina vstupuje do motoru v místě, kde dochází k části komprese a expanzi, pomáhá chladit prostor okolo vysoce namáhaných zapalovacích svíček, takto projde podél celým motorem a v zadní bočnici je proud obrácen. Již částečně ohřátá se kapalina vrací celým motorem dopředu. Tím je zajištěno chlazení výfukových kanálů a ohřev materiálu kolem kanálů sacích. Taktéž na přední bočnici nalezneme místo pro montáž podávacího olejového čerpadla, které odčerpává olej z olejové vany do zásobníku oleje pro tlakové čerpadlo.

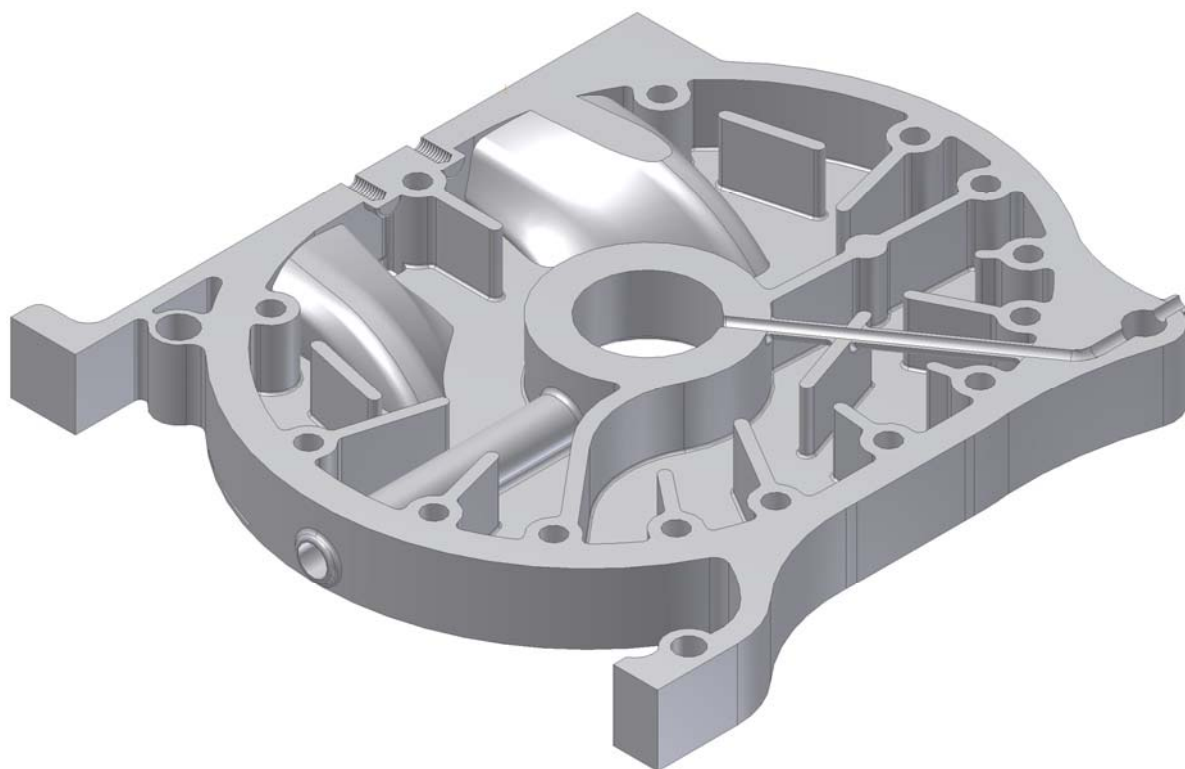


***Obr. 22 Pohled na přední bočnici motoru.***

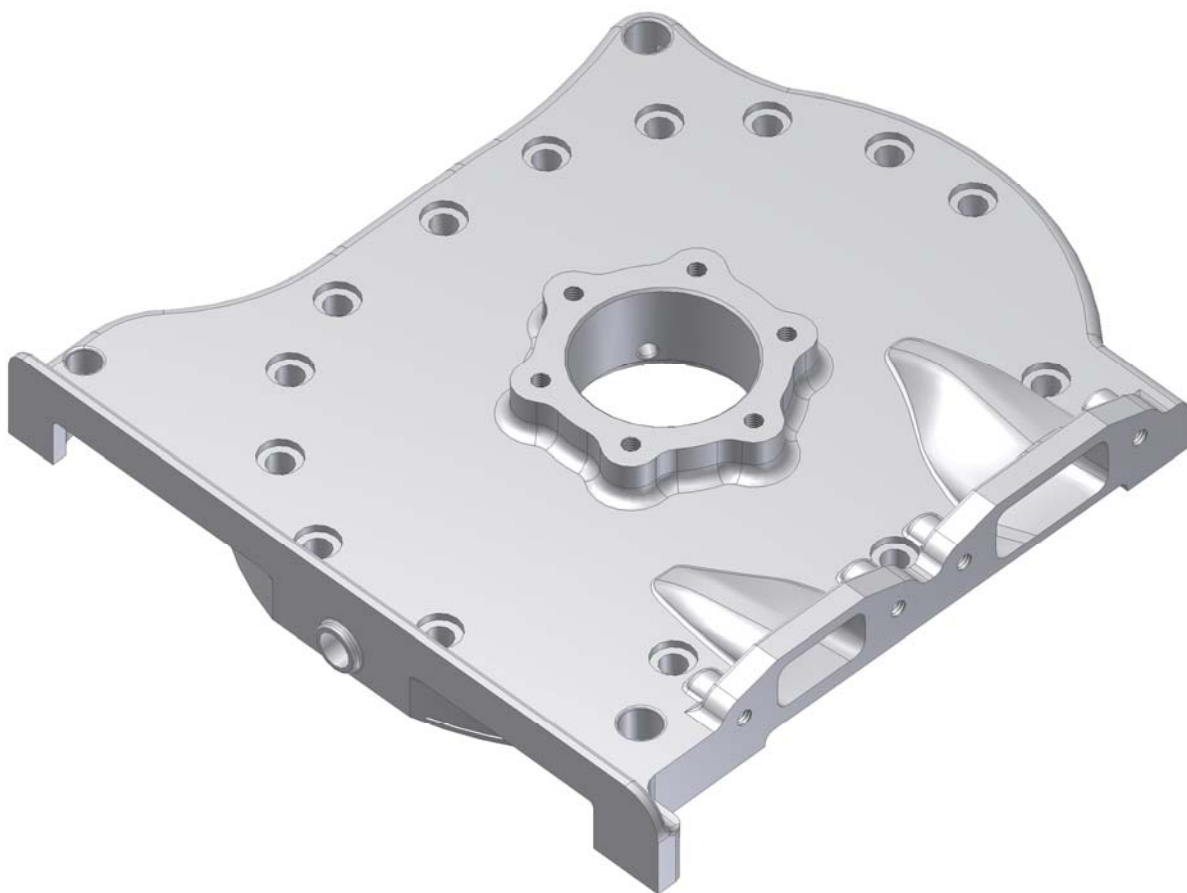
Z hlavní větve pro tlakový olej je mazacími kanálky olej přiváděn k ložiskům hřídele nebo k jejich nosičům. Olej je odváděn kanálem v tělese bočnice do olejové vany. Bočnice mezi druhou a třetí komorou nese přímo kluzné ložisko excentrického hřídele. Přední a zadní bočnice pak mají ložisko vsazeno do tělesa nosiče, který zároveň tvoří stacionární ozubené kolo. K bočnici jsou připevňovány z vnějšku pomocí šestice šroubů. Nosič ložiska druhé a čtvrté bočnice je vsazený do tělesa bočnice a přichycený taktéž šesti šrouby a plní zároveň funkci stacionárního ozubeného kola. Přesná pozice stacionárního ozubeného kola je kontrolována při montáži.



***Obr. 23 Stacionární ozubené kolo a nosič ložiska 1 a 4 komory.***



***Obr. 24 Vnitřní uspořádání prostřední bočnice.***



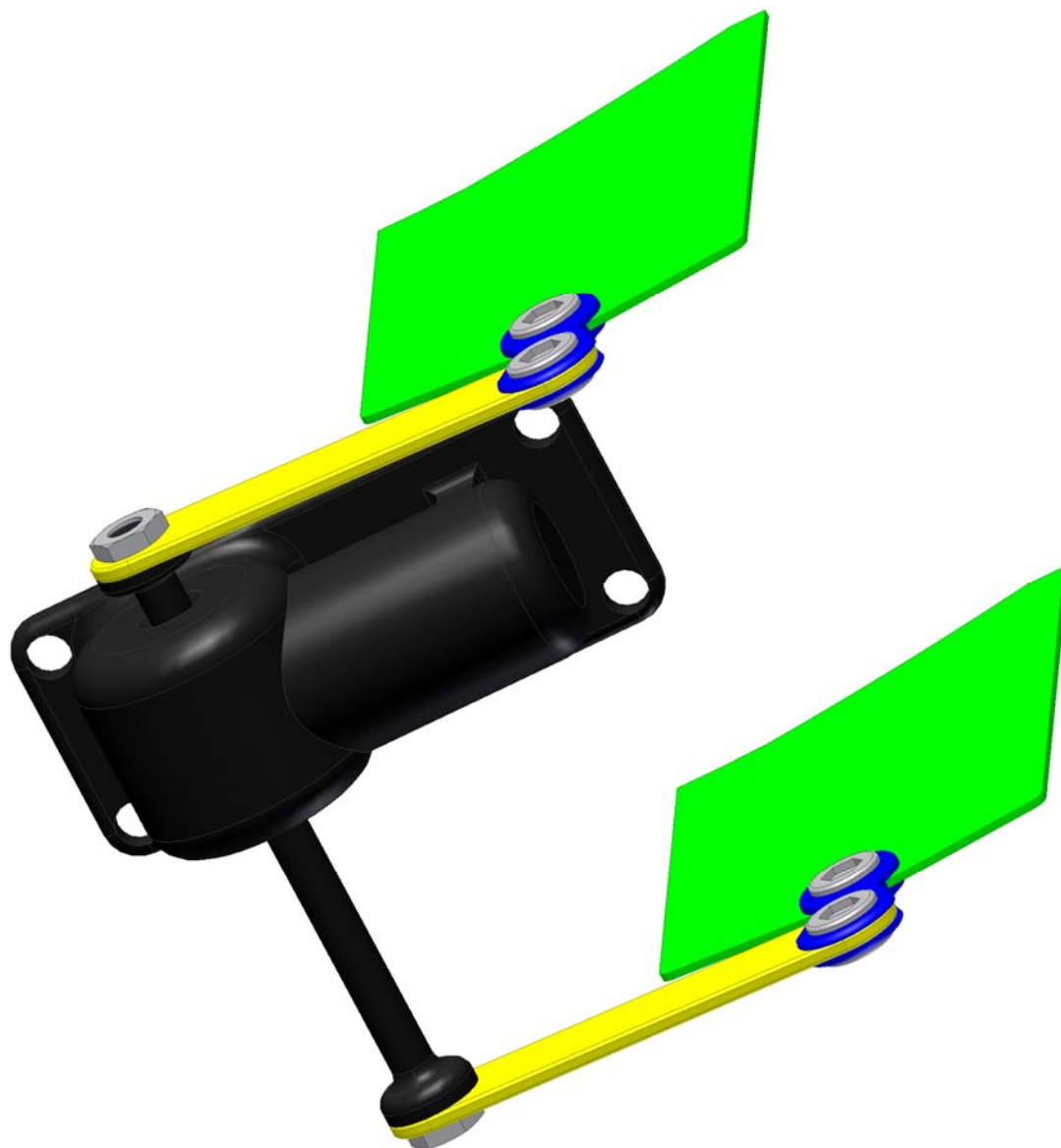
*Obr. 25 Zadní bočnice motoru.*



*Obr. 26 Stacionární ozubené kolo a nosič ložiska 2 a 3 komory.*

## 9. Konstrukce mechanismu pro variabilní časování

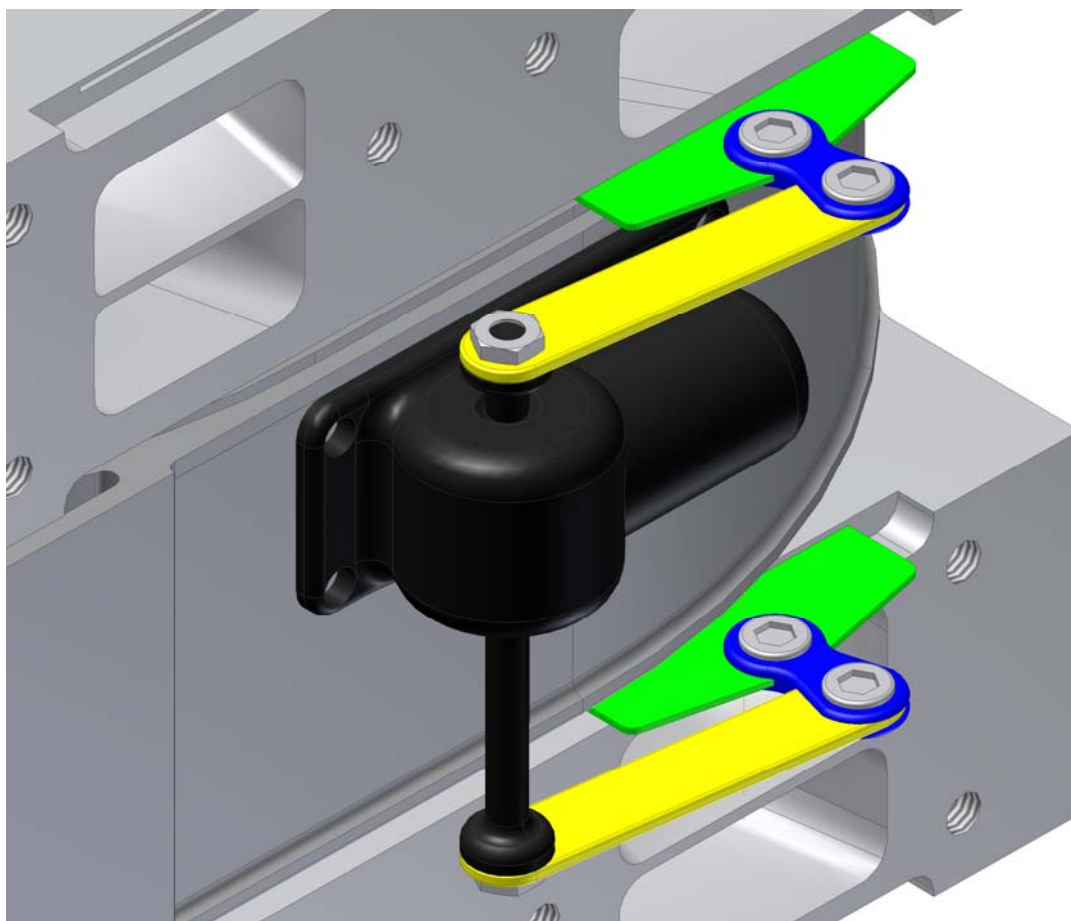
Samotný mechanismus, který reguluje vysunutí, je poměrně jednoduchý. Jedná se o servomotor, který svým ramenem přes vložené táhlo reguluje vysunutí břitů. Jednu komoru reguluje osm břitů. Regulační břity se stejnou funkcí reguluje vždy jeden servomotor, pro regulaci jedné komory je potřeba 4 servomotory.



**Obr. 27 Regulační soustava.**

Mechanismus regulující otevírání výfukového portu se nachází v olejové vaně. Aby se předešlo možným problémům při zanesení servomotoru olejem, je motorek těsně zakryt a jeho hřídelka je těsněna hřídelovým těsněním.





*Obr. 28 Sestava komory, bočnice a regulační soustavy – detail.*



## 10. Analýza průtočných vlastností portů

Tato část bude věnována problému analýzy průtočných vlastností navržených portů a přírodních kanálů k nim v různých vysunutích regulačních břitů pomocí CFD (Computational fluid dynamics – výpočetní dynamika tekutin) software. Po dohodě s vedoucím práce byla vzhledem k časové a výpočetní náročnosti CFD úloh stanovena kombinace vysunutí, ve kterých bude analýza provedena, a to u obou břitů v 5 krocích od nulového vysunutí po 20 % až do 80 %. Údaje o stavech, ve kterých bude analýza provedena, uvádí Tabulka 3.

Sací kanál	SO	SZ	Výfukový kanál	SO	SZ
maximální vysunutí	27 mm	27 mm	maximální vysunutí	23 mm	23 mm
krok (20 %)	5,4 mm	5,4 mm	krok (20 %)	4,6 mm	4,6 mm

vysunutí	0 %	0	0	vysunutí	0 %	0	0
	20 %	5,4	5,4		20 %	4,6	4,6
	40 %	10,8	10,8		40 %	9,2	9,2
	60 %	16,2	16,2		60 %	13,8	13,8
	80 %	21,6	21,6		80 %	18,4	18,4

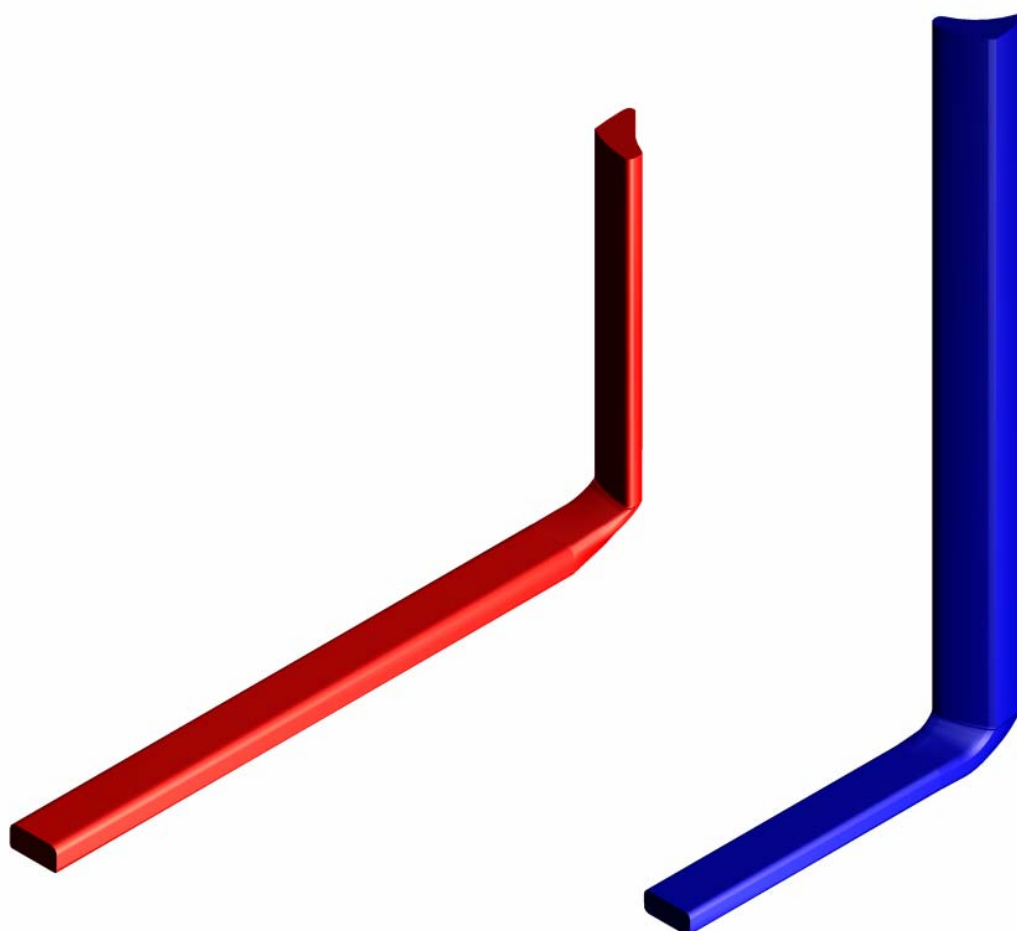
Tabulka 3. Vysunutí jednotlivých břitů pro analýzu

### 10.1 Příprava 3D modelu

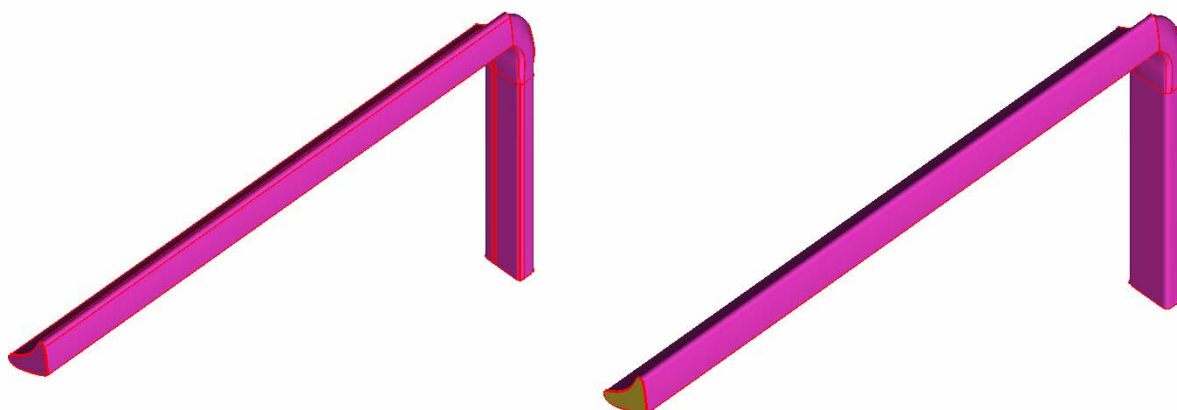
Z modelu bočnice byl získán model sacího a výfukového kanálu, následně bylo nutné daný model připravit pro CFD analýzu. Aby nedocházelo k ovlivnění výpočtu, bylo zapotřebí vstupní část modelu prodloužit na pětinasobek průměru (v našem případě úhlopříčky) průřezu kanálu na vstupu a na desetinásobek průměru (odpovídající šířky portu) na výstupu. Z objemu kanálu bylo následně nutné odebrat objem, který zaujímají vysunutá regulační břity. Zde bylo také nutno provést zjednodušení. Břity, které mají tloušťku 1mm a vysunují se ve dvou různých rovinách (vzájemně po sobě kloužou), bylo kvůli možnosti ohrožení stability výpočtu nutno sloučit do jedné společné roviny. Takto upravený model kanálu, resp. objemu proudícího vzduchu v něm, je připraven pro tvorbu sítě a je vyexportován ve formátu STEP.

### 10.2 Generování sítě

Model vzduchu proudícího kanálem vyexportovaný ve formátu STEP je nyní naimportován do software na tvorbu sítě ICEM CFD. Jeho geometrie po importu je opravena funkcí Repair Geometry, dále je povrch upraven odstraněním přebytečných křivek a bodů, které nejsou pro geometrii modelu určující. Jelikož ve fázi CFD analýzy budou zadávány okrajové podmínky na plochách vstupu/výstupu do kanálu, je vhodné si již nyní tyto plochy rozlišit a pojmenovat INLET (vstup), OUTLET (výstup), protože takto nadefinované plochy software Fluent automaticky rozpozná a přiřadí. Dále je nutno pojmenovat si ty plochy modelu, na kterých bude zjemňována výpočtová síť nebo prováděno měření.

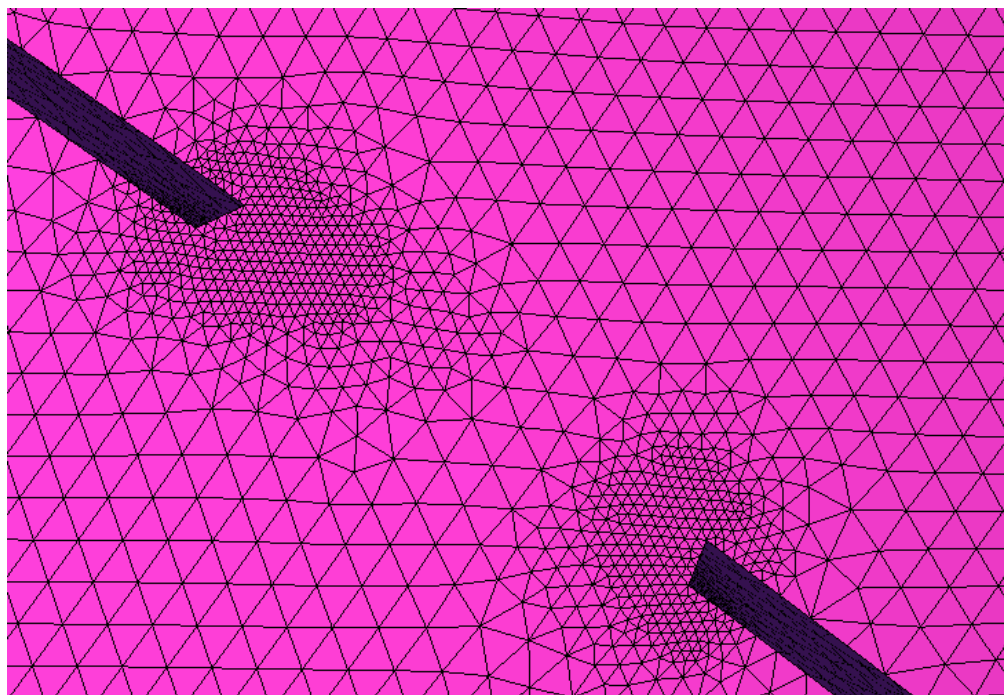


**Obr. 29** Připravený model výfukového kanálu v konfiguraci VO-20-VZ-20 a sacího kanálu v konfiguraci SO-20-SZ-20



**Obr. 30** Naimportovaná a upravená geometrie modelu

Po optimalizaci povrchu modelu následuje nastavení vlastností sítě. Základní velikost buňky v modelu je nastavena na 6. V místech, která jsou důležitá pro přesnost výpočtu, nebo v místech, pro která je základní velikost buňky příliš velká a není v nich zajištěna dostatečná kvalita sítě, musí být síť náležitě zjemněna. Zde lze s úspěchem využít funkci „Curvature/Proximity Based Refinement“, která rozpozná místa se složitější geometrií a automaticky jim přiřadí menší velikost buňky, v našem případě 2. Na stejnou hodnotu je zjemněna síť v okolí regulačního břitu. Jako riziková pro stabilitu výpočtu se ukázala být síť kolem hrany regulačního břitu, proto zde byla minimální velikost buňky nastavena na 0,5 a tuto velikost software drží ve čtyřech až pěti vrstvách.



**Obr. 31** Místní zjemnění sítě v oblasti hrany regulačního břitu

Dalším krokem je vytvoření prismatické sítě u povrchu. Prism Mesh rozdělí buňky u povrchu na daný počet vrstev (3 až 4). V těchto vrstvách probíhá přesněji výpočet dějů v mezní vrstvě. Při tvorbě prismatických vrstev je nutné mít co nejméně buněk typu PYRA\_5. Po vytvoření prismatických vrstev následuje kontrola sítě a export do formátu podporovaného Fluentem (.msh).

### 10.3 Okrajové podmínky

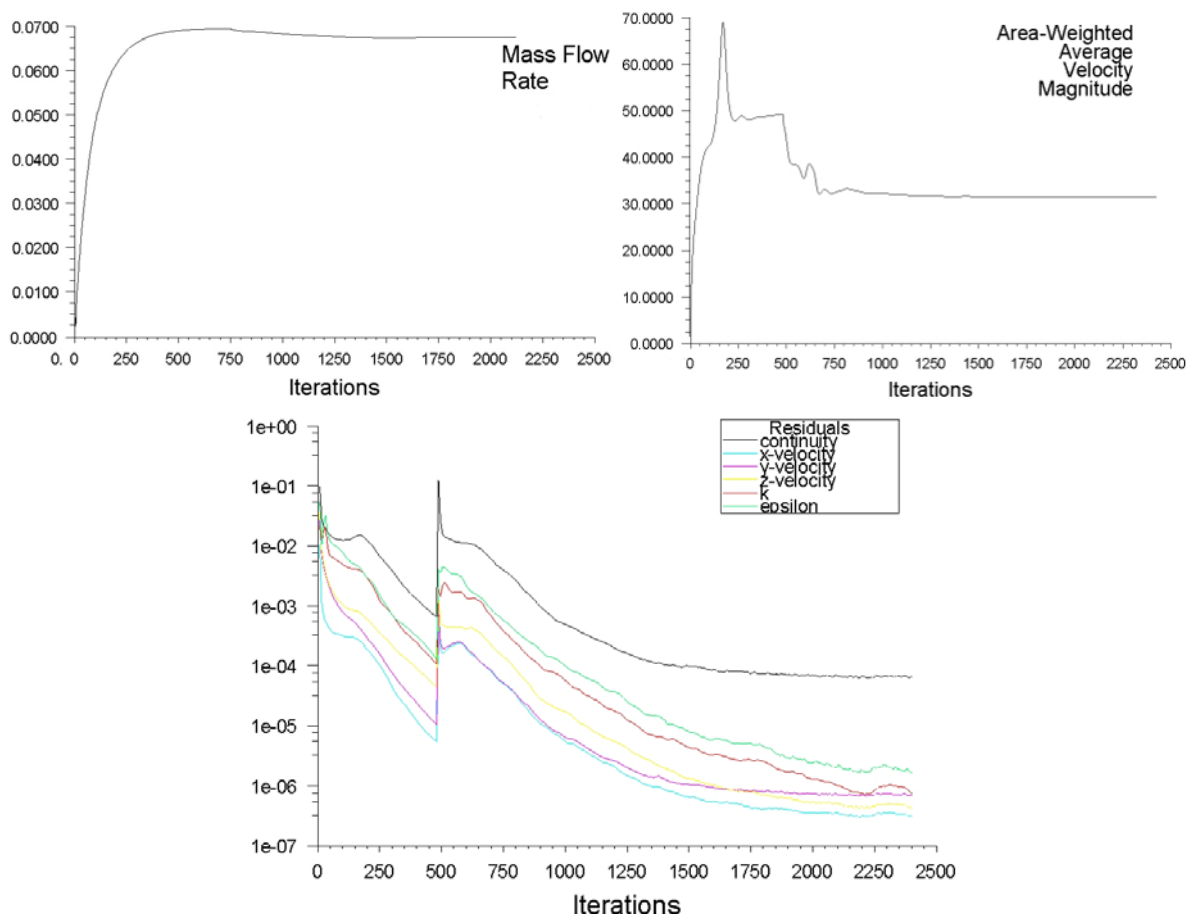
Předpokládáme, že rychlost proudění v kanále překročí hodnotu  $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , proto budeme simulaci provádět fyzikálním modelem pro trojrozměrné stacionární stlačitelné turbulentní proudění ideálního plynu. Jako model turbulence je zvolen K-Epsilon (realisable), který se nejvíce blíží reálnému proudění v potrubí. Proudění vzduchu bude vyvoláno tlakovým spádem mezi vstupem a výstupem. Na základě údajů z obdobných simulací byla hodnota tlakového spádu po dohodě s vedoucím práce určena na 15 kPa u sacího i výfukového kanálu. Okrajové podmínky na vstupu i výstupu jsou voleny typu Pressure (tlak).

<b>Okrajové podmínky:</b>	<b>hodnota:</b>
tlak vzduchu na vstupu:	15 kPa
tlak vzduchu na výstupu:	0 Pa
teplota vzduchu:	300 K
hustota vzduchu:	1.225 kg/m <sup>3</sup>

Tab. 4 Okrajové podmínky proudění

## 10.4 Simulace proudění

Po nastavení okrajových podmínek, nastavení veličin, které chceme monitorovat, a inicializaci výpočtu, jej můžeme spustit. Pro rozběhnutí výpočtu je potřeba zvolit jako materiál nestlačitelný ideální plyn a jako diskretizační schéma First Order Upwind. Po rozběhnutí výpočtu pak nastavíme materiál na stlačitelný ideální plyn a posléze také diskretizační schéma na Second Order Upwind. Při pokusu o rozběhnutí výpočtu přímo na stlačitelný plyn došlo ke zhroucení výpočtu, proto bylo nutné zvolit tento postup.



Obr. 32 Hodnoty sledovaných veličin a residuů u výpočtu jedné z konfigurací sacího kanálu (SO-20-SZ-20)

V průběhu výpočtu byla monitorována rychlost proudění bodem v oblasti nad portem (pro sací kanál) a v místě příruby (výfukový kanál) a hmotnostního toku na vstupu. Pokud hodnoty rychlosti proudění a hmotnostního toku jsou ustálené a hodnoty residuů jsou na dostatečně

nízké hodnotě (nejlépe pod  $10^{-4}$ ), můžeme výpočet považovat za zkonvergovaný. V případě, že se hodnota hmotnostního toku neustálila úplně, ale i po dostatečně vysokém počtu iterací měla periodický průběh (hodnota se měnila pouze v 3. nebo 4. řádu za desetinnou čárkou), byla hodnota hmotnostního toku získána pomocí výpočtu průměru z této periodicky se měnící části.

## 11. Hodnocení průtočných vlastností

Hlavním parametrem sledovaným při analýze proudění kanály je hmotnostní tok. Proto po konvergenci výpočtu a jeho ukončení byl vypočtený hmotnostní tok na vstupu (hmotnostní tok musí být podle rovnice kontinuity stejný ve všech průřezích kanálu) zapsán do tabulky. Vypočtené hodnoty jsou v Tabulkách 5 a 6.

Vysunutí SO		Vysunutí SZ		prům. průřez	počet elem.	počet iterací	hm. tok
[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[kg/s]
0	0	0	0	1408,28	444775	1877	0,174799
0	0	5,4	20	1201,055	507960	2315	0,159364
0	0	10,8	40	977,26	802755	5050	0,149462
0	0	16,2	60	738,061	456511	3459	0,120073
0	0	21,6	80	615,445	1187770	9999	0,091465
5,4	20	0	0	1052,119	605560	1860	0,121137
5,4	20	5,4	20	874,581	679084	1438	0,106662
5,4	20	10,8	40	690,872	979013	1321	0,088979
5,4	20	16,2	60	534,439	660314	9487	0,071259
5,4	20	21,6	80	404,698	985990	9565	0,052828
10,8	40	0	0	764,463	485116	1128	0,088677
10,8	40	5,4	20	615,116	446175	1018	0,077492
10,8	40	10,8	40	458,786	485916	1784	0,060673
10,8	40	16,2	60	333,408	804508	5515	0,043999
10,8	40	21,6	80	232,007	709158	2433	0,030477
16,2	60	0	0	512,822	460635	1910	0,058115
16,2	60	5,4	20	392,173	475735	2036	0,048935
16,2	60	10,8	40	264,3	530895	3030	0,035432
16,2	60	16,2	60	163,999	725585	5424	0,022108
16,2	60	21,6	80	93,822	779111	7410	0,012741
21,6	80	0	0	324,308	461783	2586	0,036636
21,6	80	5,4	20	231,284	522746	2754	0,029066
21,6	80	10,8	40	131,827	553044	5575	0,017730
21,6	80	16,2	60	60,839	480348	6600	0,008681
21,6	80	21,6	80	17,1393	1288529	9800	0,003199

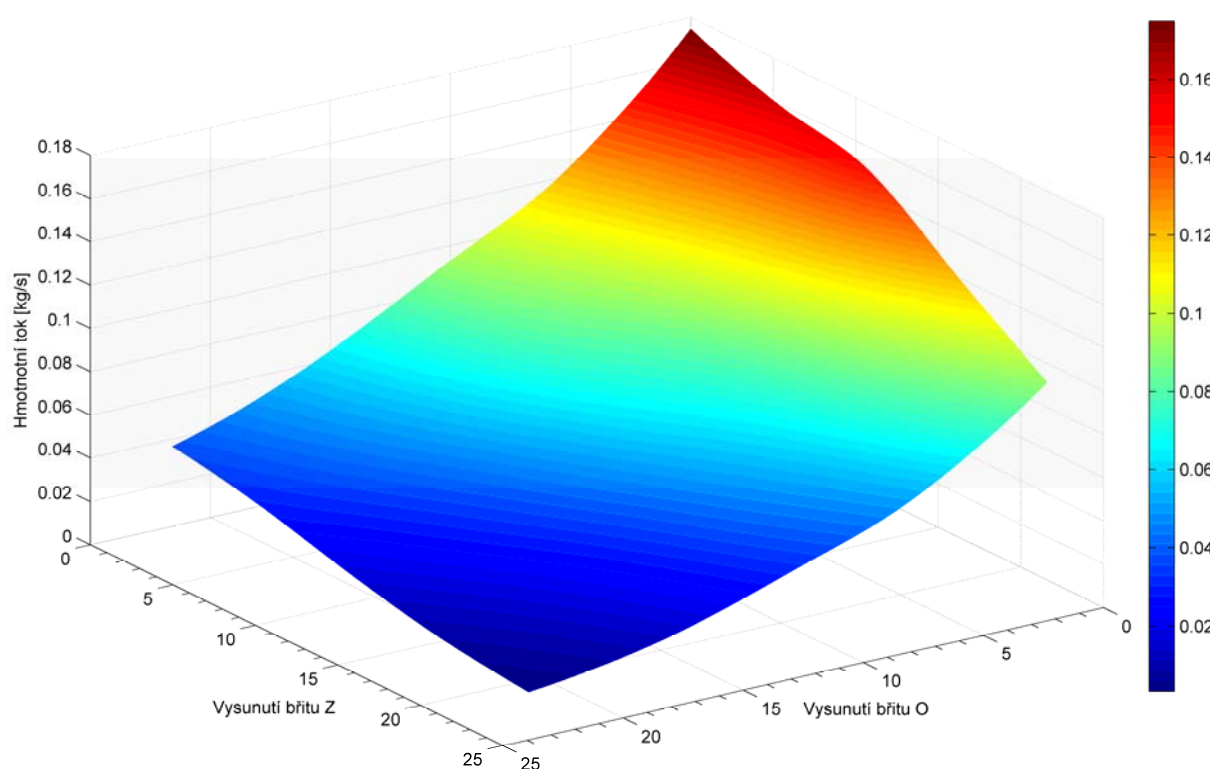
*Tab. 5 Hodnoty hmotnostního toku sacím kanálem.*

Vysunutí VO		Vysunutí VZ		průt. průřez	počet elem.	počet iterací	hm. tok
[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[kg/s]
0	0	0	0	895,306	455909	1772	0,111784
0	0	4,6	20	660,222	461119	1315	0,073922
0	0	9,2	40	478,237	457382	1558	0,528686
0	0	13,8	60	306,095	433187	1173	0,033062
0	0	18,4	80	173,122	405974	1600	0,018636
4,6	20	0	0	743,84	468496	1288	0,097477
4,6	20	4,6	20	545,088	484211	1336	0,068586
4,6	20	9,2	40	384,06	500383	1600	0,049053
4,6	20	13,8	60	233,84	461204	1260	0,029970
4,6	20	18,4	80	122,623	463085	2001	0,015695
9,2	40	0	0	592,728	476813	1519	0,072495
9,2	40	4,6	20	422,344	498136	1287	0,051093
9,2	40	9,2	40	284,41	495565	951	0,035617
9,2	40	13,8	60	155,862	504325	1245	0,019955
9,2	40	18,4	80	66,228	406466	1787	0,008996
13,8	60	0	0	430,671	453306	1488	0,049445
13,8	60	4,6	20	317,334	463724	1694	0,037696
13,8	60	9,2	40	201,497	449940	1243	0,024714
13,8	60	13,8	60	93,765	408086	1189	0,012290
13,8	60	18,4	80	25,103	435250	1677	0,004180
18,4	80	0	0	321,694	429843	1430	0,036309
18,4	80	4,6	20	229,627	460556	1484	0,026420
18,4	80	9,2	40	135,527	426668	1530	0,016515
18,4	80	13,8	60	50,961	446440	1388	0,006901
18,4	80	18,4	80	4,263	386003	8310	0,001295

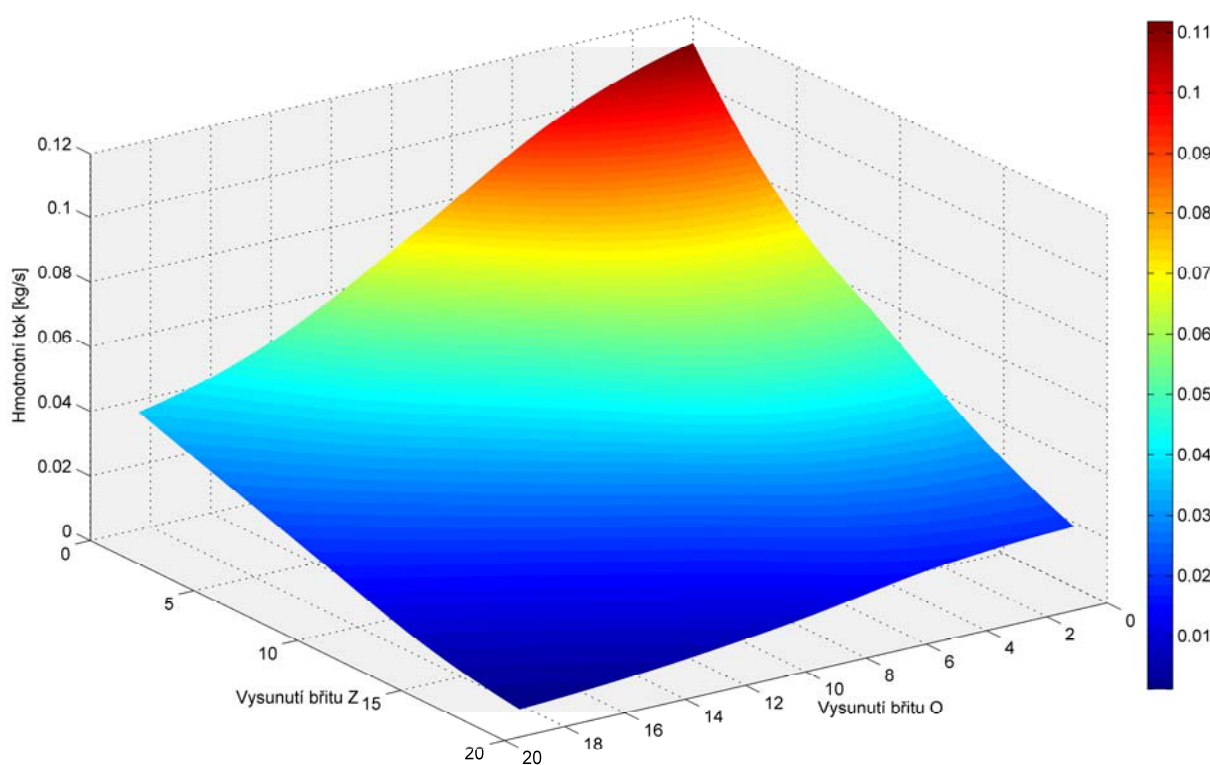
**Tab. 6 Hodnoty hmotnostního toku výfukovým kanálem.**

Následujícím krokem po dokončení série výpočtů je úprava dat a jejich zobrazení. Výpočty byly získány údaje o hmotnostním toku v 25 kombinacích vysunutí břitů v rozmezí od 0 % do 80 % v pravidelné mřížce. Tento počet získaných hodnot není dostatečný pro grafické zobrazení. Hodnoty získané analýzou proto byly proloženy dvourozměrnou interpolační kubickou funkcí a byly získány hodnoty v kroku 0,05 mm u obou břitů. Výstupem pak je třírozměrný graf závislosti hmotnostního toku na vysunutí regulačních břitů.

Grafy 10. až 13. ukazují průběh změny hmotnostního toku a průřezu při vysouvání pouze jednoho z břitů. Hmotnostní tok byl normován tak, aby grafy začínaly ve stejném bodě, a ukazuje tak citlivost hmotnostního toku na změnu průtočného průřezu kanálů. Pokud by se křivka změny hmotnostního toku kryla s křivkou změny průtočného průřezu, znamenalo by to přímou závislost obou veličin (pouze v daných krajních případech, kdy se vysouvá jen jeden z břitů). Jak je z grafů zřejmé, není tomu tak.

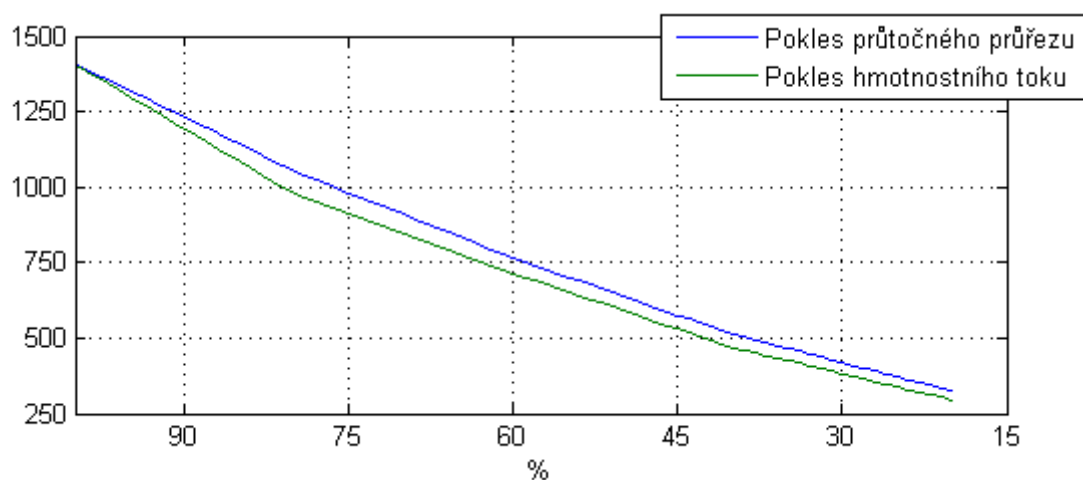


**Graf 8. Závislost hmotnostního toku sacím kanálem na vysunutí regulačních břitů.**

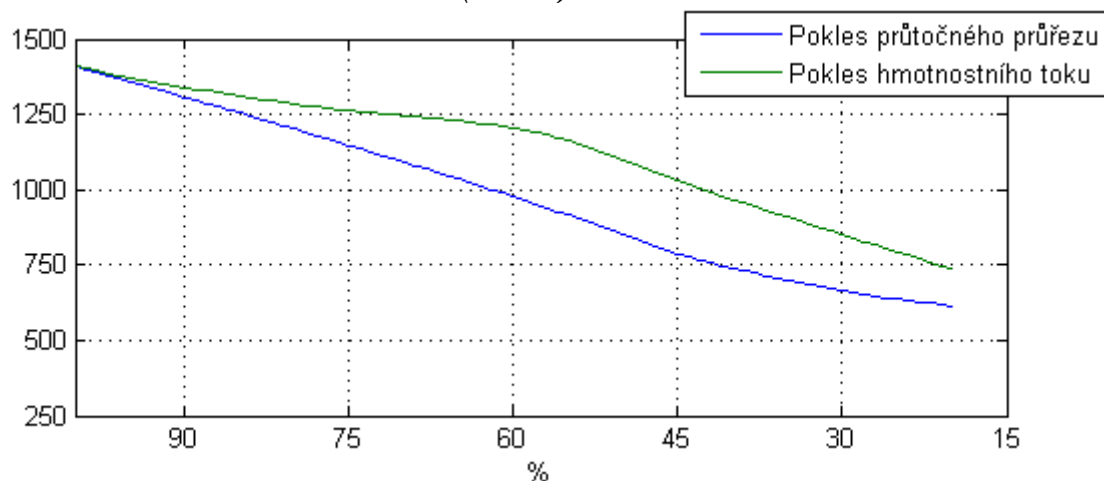


**Graf 9. Závislost hmotnostního toku výfukovým kanálem na vysunutí regulačních břitů.**

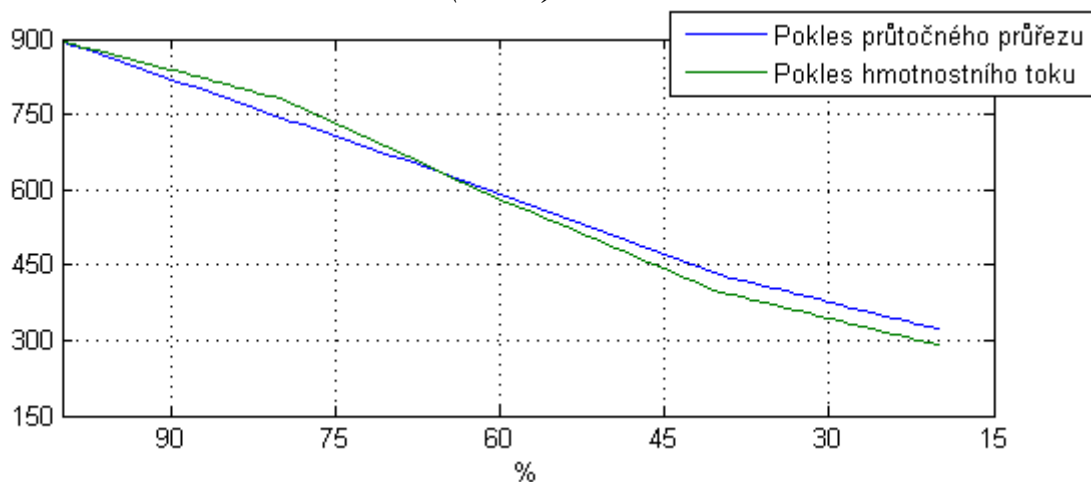




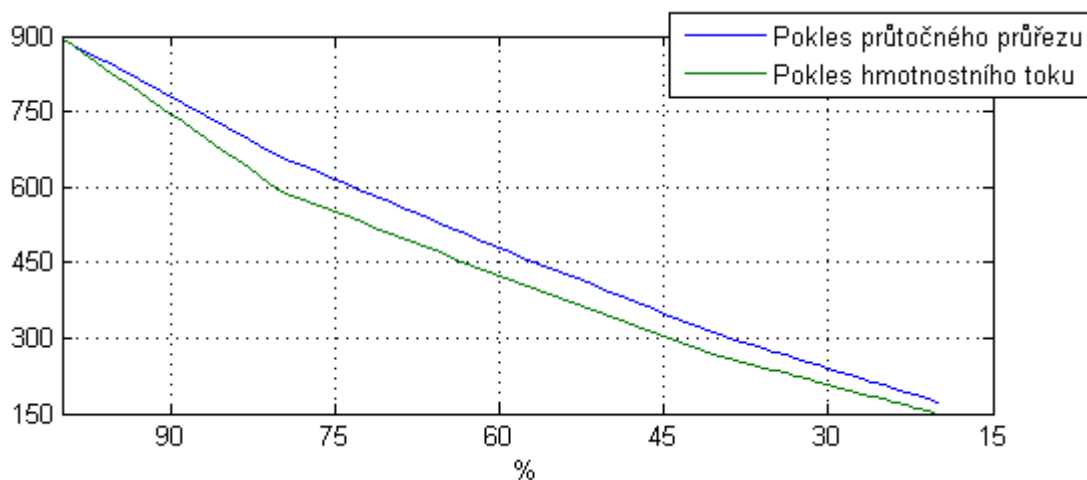
**Graf 10.** Porovnání změny průtočného průřezu a hmotnostního toku při vysouvání břitu SO ( $SZ = 0$ ).



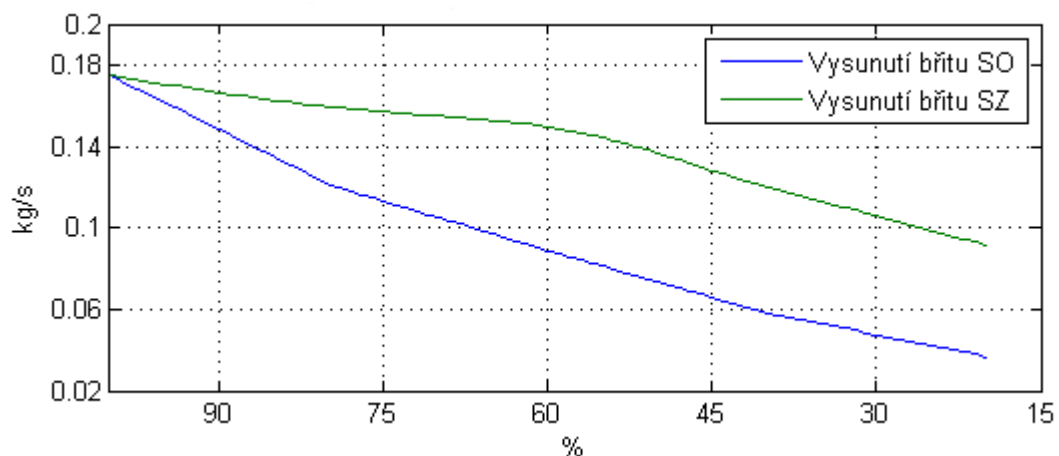
**Graf 11.** Porovnání změny průtočného průřezu a hmotnostního toku při vysouvání břitu SZ ( $S0 = 0$ ).



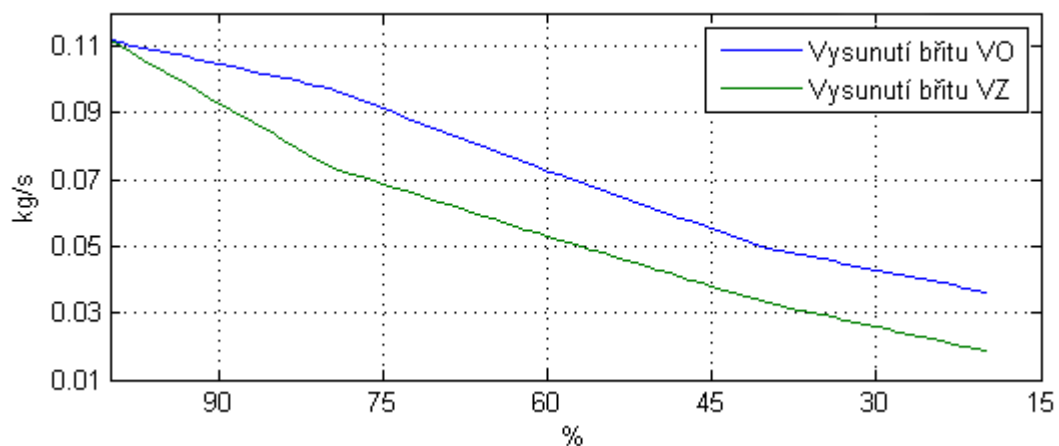
**Graf 12.** Porovnání změny průtočného průřezu a hmotnostního toku při vysouvání břitu VO ( $VZ = 0$ ).



**Graf 13. Porovnání změny průtočného průřezu a hmotnostního toku při vysouvání bříty VZ ( $VO = 0$ ).**



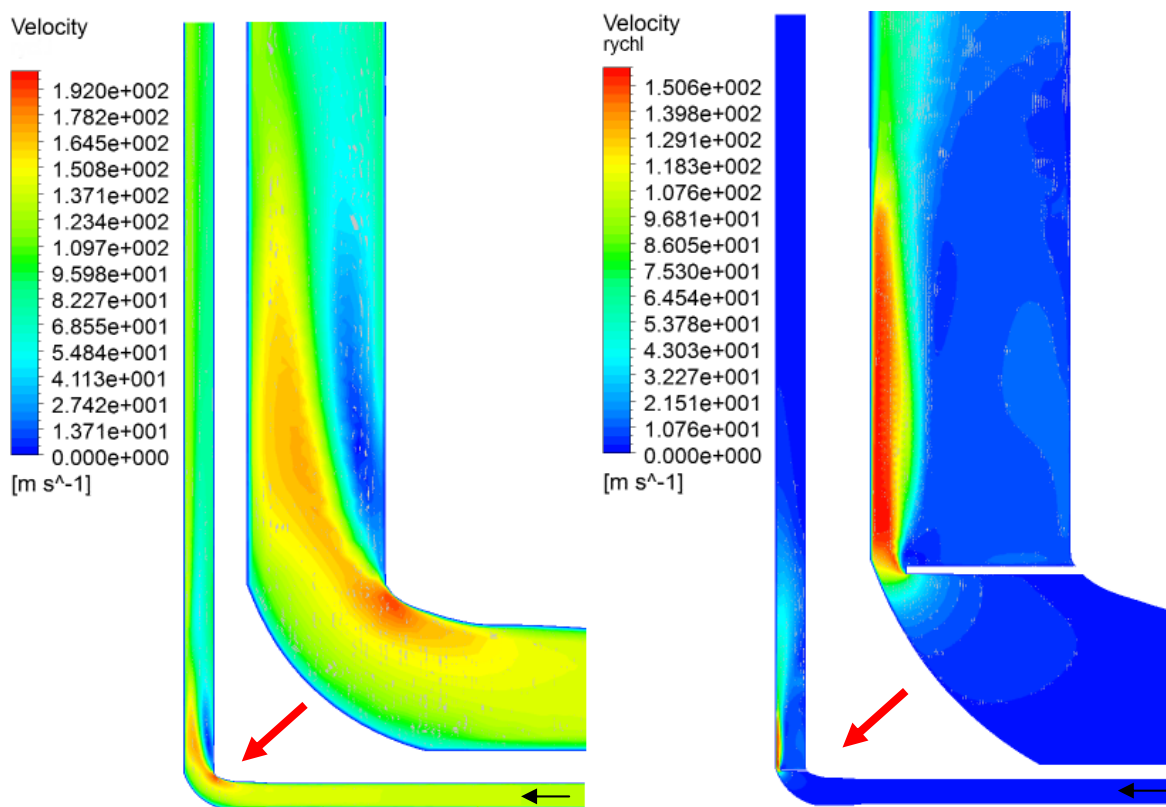
**Graf 14. Pokles hmotnostního toku sacím kanálem při vysunutí regulačních břitů (citlivost hmotnostního toku na vysunutí jednotlivých břitů).**



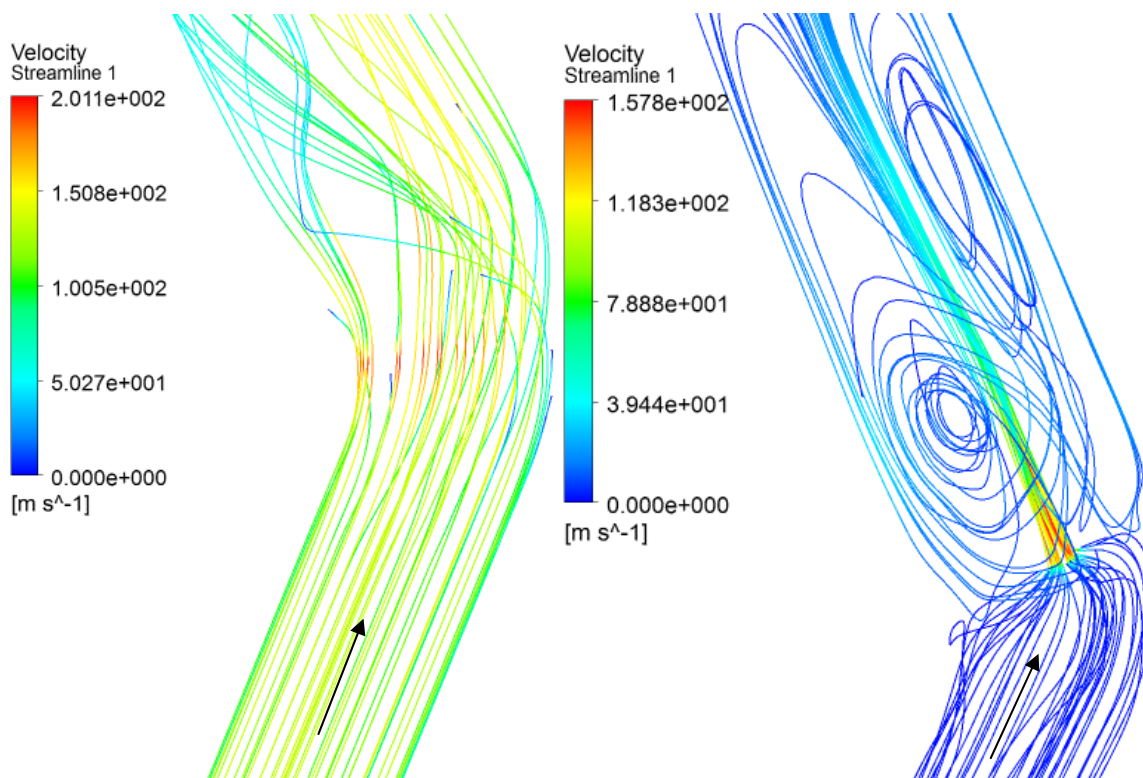
**Graf 15. Pokles hmotnostního toku výfukovým kanálem při vysunutí regulačních břitů (citlivost hmotnostního toku na vysunutí jednotlivých břitů).**

Posledním krokem vyhodnocení je zobrazení vypočtených úloh v postprocessingovém software CFD POST. Ten umožňuje získání lepší představy o rozložení tlaků, rychlostí, směrech a rychlostech proudění. Jak ukazují následující obrázky, médium proudící kanálem je při průtoku kolem regulačních břitů (jsou-li vysunuty) urychlováno, rozložení rychlostí pro vybrané varianty je zřejmé z Obr. 33 a 35. Užitečné pro komplexní představu o proudění je zobrazení proudnic. Z proudnicových modelů proudění kanálem je viditelné, že hlavně v prostoru za regulačním břitem dochází k víření a turbulentním proudům. Při vykreslení kinetické turbulentní energie poté zjistíme, že k iniciaci turbulentního proudění dochází na hraně regulačního břitu. Proto by byla vhodná optimalizace tvaru hrany.

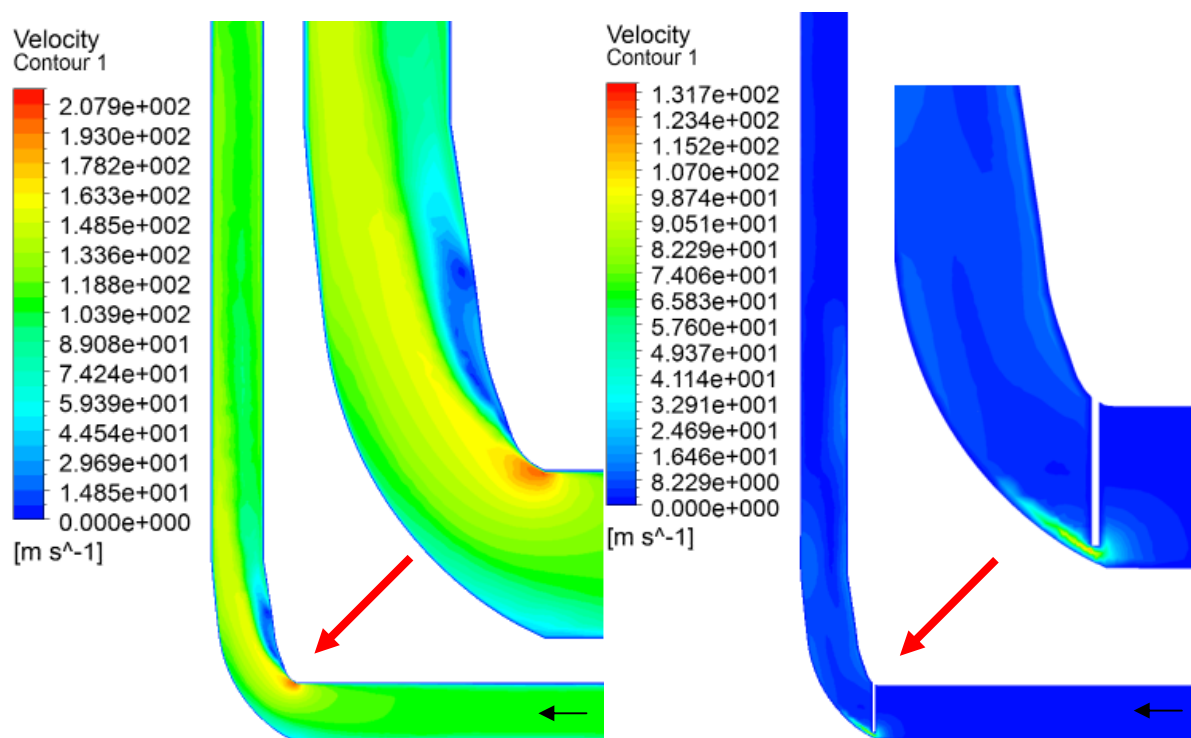
Na závěr hodnocení lze říci, že simulace byly úspěšné, podařilo se zjistit průtočné vlastnosti kanálů a prokázat, že navrženým systémem lze regulovat hmotnostní tok média proudícího do motoru. Na druhou stranu simulace ukázaly na problematické obtékání média kolem břitů, a to především ve stavech s větším vysunutím břitů.



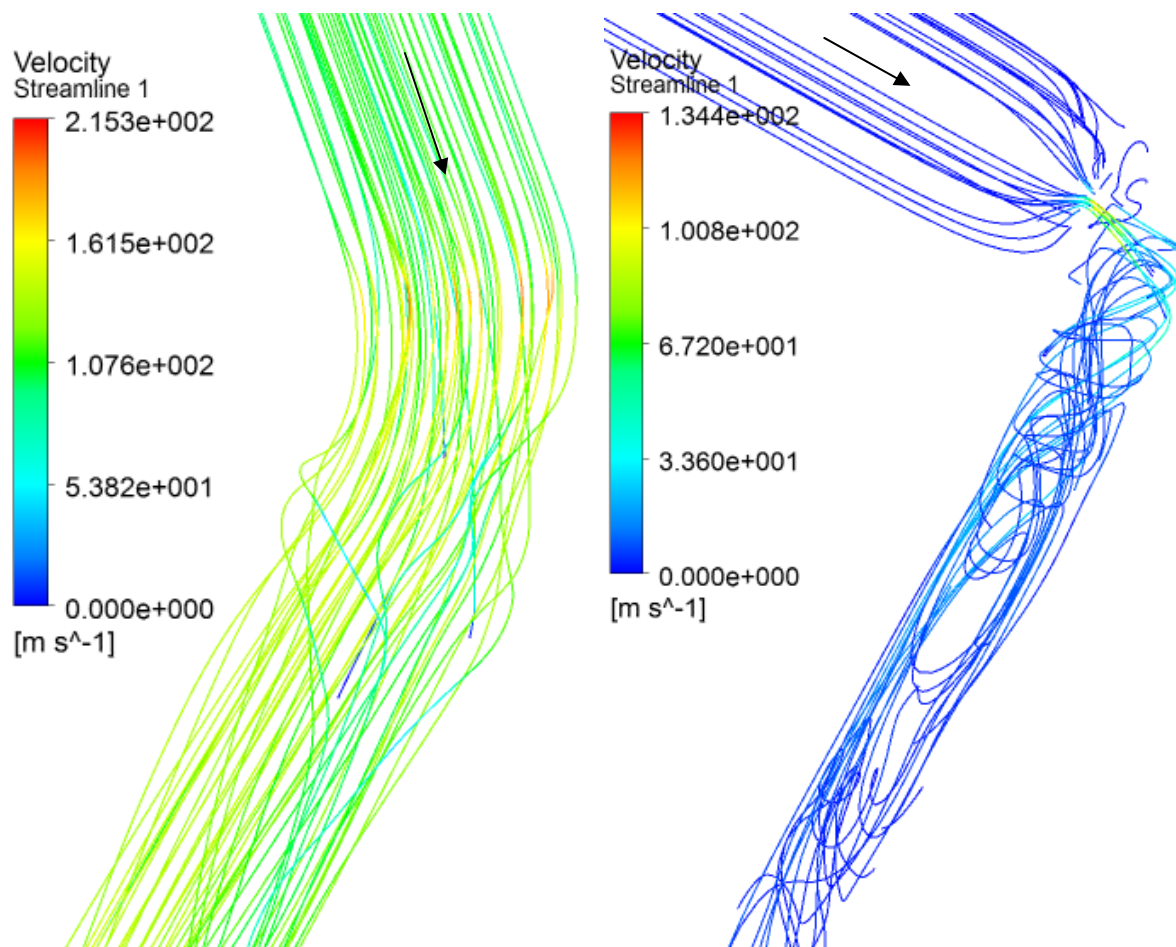
**Obr. 33** Rozložení rychlosti proudění v rovině procházející osou sacího kanálu u varianty neseškrcené (vysunutí 0 % - 0 %) a pro nejvíce seškrcenou variantu (vysunutí 80 % - 80 %).



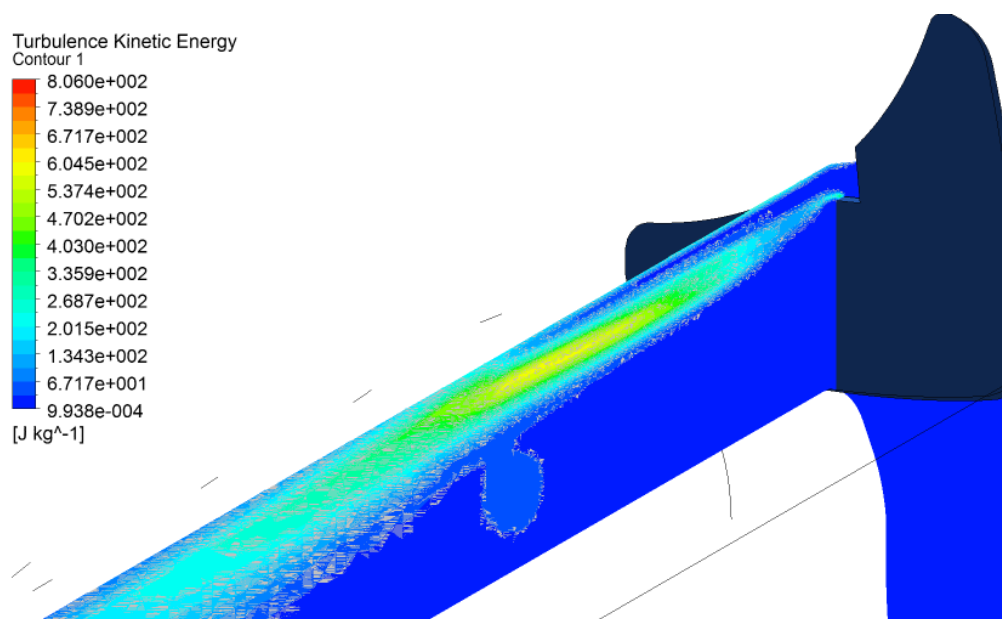
**Obr. 34 Proudnicový model sacího kanálu u neseškrcené (vysunutí 0 % - 0 %) a nejvíce seškrcené varianty (vysunutí 80 % - 80 %), detail v místě přechodu kanálu do komory.**



**Obr. 35 Rozložení rychlosti proudění v rovině procházející osou výfukového kanálu u varianty neseškrcené (vysunutí 0 % - 0 %) a pro nejvíce seškrcenou variantu (vysunutí 80 % - 80 %).**



**Obr. 36** Proudnicový model sacího kanálu u neseškrcené (vysunutí 0 % - 0 %) a nejvíce seškrcené varianty (vysunutí 80 % - 80 %), detail v místě přechodu kanálu do komory.



**Obr. 37** Zobrazení kinetické energie turbulentního proudění v rovině procházející osou sacího kanálu (vysunutí 80 % - 80 %).

## 12. Závěr

Wankelův rotační motor, který je znám díky své netradiční konstrukci, je s jediným sériově vyráběným typem jakýmsi posledním bojovníkem proti nadvládě pístových spalovacích motorů s klikovým mechanismem.

Cílem mé práce bylo navržení základních parametrů rotačního Wankelova motoru o výkonu 300 kW, následně pro tento motor navrhnout komorovou bočnici včetně návrhu parametrů časování sacích a výfukových portů a pro tuto bočnici pak navrhnout takový mechanismus, který by umožňoval spojitou změnu geometrie portů.

Při výpočtu základních parametrů byla zvolena, pro požadavek vysokého jmenovitého výkonu, čtyřrotorová varianta, pro kterou vyšel celkový objem motoru přibližně 6930 cm<sup>3</sup>. Následný konstrukční návrh komorové bočnice a mechanismu regulace probíhal v software Autodesk Inventor 11. Ve stejném software byly vytvořeny také modely kanálu pro CFD analýzu. Návrh časování vychází z časování současných nejvýkonnějších atmosféricky plněných Wankelových motorů společnosti Mazda, které mají shodnou konfiguraci portů, a to boční sací i výfukové.

Samotná analýza průtočných vlastností sacích a výfukových kanálů v různých režimech regulace probíhala v prostředí CFD programu Fluent. Analýza probíhala na 25 variantách regulace sacího i výfukového kanálu pro trojrozměrné stacionární stlačitelné turbulentní proudění ideálního plynu. Proudění kanály bylo iniciováno tlakovým spádem mezi vstupem a výstupem (konkrétně 15 kPa). Samotná simulace proudění byla, vzhledem k počtu variant, vysokému počtu elementů a iterací vedoucích k výsledku, časově a výpočtově velmi náročná.

Simulace proudění kanály v různých režimech regulace a následné vyhodnocení výsledků ukázaly, že navržený systém je schopen jak měnit časování, tak regulovat hmotnostní tok kanálem, a tím pádem by dokázal zastoupit roli škrtící klapky v řízení motoru. Jako jistou nevýhodou, kterou ukázaly simulace proudění, jsou relativně silné turbulence a víry (a to hlavně ve variantách s více uzavřeným kanálem), částečně v prostoru kanálu před regulačním břitem, nejvíce pak v prostoru komory motoru. Tomuto jevu by mohla pomoci aerodynamická optimalizace tvaru kanálu, stejně jako regulačního břitu.

Výsledky a závěry analýzy by bylo vhodné ověřit experimentálně na reálném motoru, například porovnáním motoru řízeného škrtící klapkou s totožným motorem, který je vybaven mechanismem pro regulaci časování a je schopen provozu bez škrtící klapky.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] KOVAŘÍK, Ladislav. *Motory Wankelovy a jím příbuzné*. Praha : SNTL, 1970. 208 s.
- [2] DRÁPAL, Lubomír. *Variabilní ventilové rozvody*. Brno, 2007. 61 s. Semestrální práce. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [3] SVÍDA, David. *Wankelův motor o výkonu 70 kW*. Brno, 2004. 86 s. Diplomová práce. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav dopravní techniky.
- [4] Mazda Wankel engine In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2010-05-11]. Dostupné z WWW: <[http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda\\_Wankel\\_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_Wankel_engine)>
- [5] FERENCEY, Viktor. *Dynamika motorových vozidel, Část 1: Nekonvenční pohonné jednotky*. Bratislava : STU v Bratislavě, 2008. 182 s. ISBN 978-80-89313-09-9.
- [6] MIHÁLIK, Miro. Denso: První elektricky ovládané variabilní časování ventilů. *Auto.cz* [online]. 2007, 0, [cit. 2010-05-11]. Dostupný z WWW: <<http://news.auto.cz/aktuality/denso-elektricke-variabilni-casovani-ventilu.html>>.
- [7] AUTOMOBILOVÝ KONSTRUKTÉR: vše o ventilových rozvodech . *Lidovky.cz* [online]. 2007, 1, [cit. 2010-04-19]. Dostupný z WWW: <[http://auto2.lidovky.cz/clanek\\_lidovky.php?id\\_clanek=4249](http://auto2.lidovky.cz/clanek_lidovky.php?id_clanek=4249)>.
- [8] Střední pístová rychlost In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2010-04-11]. Dostupné z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Střední\\_pístová\\_rychlost](http://cs.wikipedia.org/wiki/Střední_pístová_rychlost)>
- [9] ŠEDA, Petr. *Návrh vzduchem chlazeného Wankelova motoru*. Brno, 2008. 69 s. Diplomová práce. Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [10] Oskulační křivka In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-13]. Dostupné z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Oskulační\\_křivka](http://cs.wikipedia.org/wiki/Oskulační_křivka)>.
- [11] VONDRUŠKA, Martin. *Wankelův motor* [online]. Praha : 2009 [cit. 2010-04-28]. Dostupné z WWW: <<http://www.fs.cvut.cz/stretech/2009/pdf/1111.pdf>>.
- [12] Wankelův rotační motor. Jak to vlastně funguje?. *Carmotor.cz* [online]. 2008, [cit. 2010-04-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.carmotor.cz/magazin/pages/0,210.html>>.
- [13] Wankelův motor In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Wankelův\\_motor](http://cs.wikipedia.org/wiki/Wankelův_motor)>.
- [14] Wankelův motor s rotačním pístem. *Autoweb.cz* [online]. 8.3.2010, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.autoweb.cz/autonovinky-nova-auta/wankeluv-motor-s-rotacnim-pistem/18027>>.



- [15] *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2010-05-06]. Dostupné z WWW: <<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1a/DrehkolbemotorDKM54.JPG>>.
- [16] *Cardotcom.com* [online]. [cit. 2010-05-11]. Dostupné z WWW: <<http://www.cardotcom.com/cars/images02/06mazda-rx8-engine3.jpg>>.
- [17] *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2010-05-12]. Dostupné z WWW: <[http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7e/Wankel\\_Cycle.gif](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7e/Wankel_Cycle.gif)>.
- [18] *RX 7 Workshops* [online]. 2010 [cit. 2010-03-28]. RX7CZ. Dostupné z WWW: <<http://rx7cz.net/photos/>>.
- [19] LÁNÍK, Ondřej. Mazda Renesis: Motor roku 2003. *Auto.cz* [online]. 2004, [cit. 2010-05-10]. Dostupný z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/mazda-renesis-motor-roku-2003-detailni-pohled.html>>
- [20] *Kfztech.de* [online]. [cit. 2010-05-11]. Dostupné z WWW: <<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/steuerung/valvetronic1a.jpg>>.
- [21] MASAKI, Ohkubo; SEIJI, Tashima; RITSUHARU, Shimizu. *Developed Technologies of the New Rotary Engine*. Detroit: SAE International, 2004. 13 s. ISBN 076801423-9.
- [22] PROVAZNÍKOVÁ, Martina. *Návrh hlavy válce typu triflux pro zážehový motor*. Brno, 2008. 86 s. Diplomová práce. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [23] NOVOSAD, Zdeněk, Bc. *Sací potrubí zážehového závodního motoru*. Brno, 2009. 67 s. Diplomová práce. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [24] Histoire des moteurs à piston rotatif, de 1588 à Félix Wankel . [online]. [cit. 2010-05-17]. Dostupný z WWW: < <http://www.rotativementvotre.org/chronologie-moteur-piston-rotatif-et-wankel.php>>.



## Seznam použitých zkratk a symbolů

$\alpha$	[ ° ]	úhel natočení excentrického (klikového) hřídele
$\alpha_p$	[ ° ]	úhel natočení pístu (rotoru)
$\gamma$	[ ° ]	doplňkový úhel
$\delta$	[ ° ]	úhel výkyvu pístu
$\delta_{\max}$	[ ° ]	maximální úhel výkyvu pístu
$\varepsilon$	[ - ]	kompresní poměr
$\tau$	[ - ]	taktnost motoru
$\lambda$	[ - ]	poměr ramene pístu a excentricity kliky
$\omega$	[ rad.s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost excentrického hřídele
$\omega_p$	[ rad.s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost rotoru
I, I'		body horní úvrati komory rotoru
II, II'		body dolní úvrati komory rotoru
a	[ m ]	délka ramene, resp. poloměr rotoru
a <sub>1</sub>	[ m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení prvotního pohybu
a <sub>2</sub>	[ m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení druhotného pohybu
A		vrchol rotoru
B		vrchol rotoru
C		vrchol rotoru
C <sub>1</sub> , C <sub>1</sub> '		pomocné body rotoru
e	[ m ]	poloměr excentru
h <sub>p</sub>	[ m ]	šířka pístu
i	[ - ]	převodový poměr
i <sub>k</sub>	[ - ]	počet pracovních komor jednoho rotoru
i <sub>r</sub>	[ - ]	počet rotorů
l <sub>k</sub>	[ m ]	obvod vnitřního profilu skříně
l <sub>x</sub>	[ m ]	délka velké osy epitrochoidy
l <sub>y</sub>	[ m ]	délka malé osy epitrochoidy
l <sub>yIII</sub>	[ m ]	nejširší šířka epitrochoidy
n	[ min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
n <sub>p</sub>	[ min <sup>-1</sup> ]	otáčky pístu
M <sub>t</sub>	[ Nm ]	kroucí moment motoru
O <sub>1</sub>		střed hlavního ložiska
O <sub>2</sub>		střed ložiska rotoru
p <sub>e</sub>	[ MPa ]	střední efektivní tlak
P <sub>e</sub>	[ kW ]	efektivní výkon motoru
P <sub>l</sub>	[ kW.l <sup>-1</sup> ]	litrový výkon motoru
r <sub>I</sub>	[ m ]	poloměr oskulační kružnice
r <sub>II</sub>	[ m ]	poloměr oskulační kružnice
r <sub>k</sub>	[ m ]	poloměr kruhového oblouku profilu rotoru
S	[ m <sup>2</sup> ]	teoretická profilová plocha rotoru
S <sub>4</sub>	[ m <sup>2</sup> ]	doplňková plocha
S <sub>4kr</sub>	[ m <sup>2</sup> ]	doplňková plocha tvořená kruhovým obloukem
SO	[ mm,% ]	vysunutí regulačního břitu regulujícího otevření sacího kanálu
SZ	[ mm,% ]	vysunutí regulačního břitu regulujícího zavření sacího kanálu
S <sub>max</sub>	[ m <sup>2</sup> ]	maximální hodnota profilové plochy

$S_{\min}$	[ m <sup>2</sup> ]	minimální hodnota profilové plochy
$v_{as}$	[ m.s-1 ]	střední obvodová rychlost vrcholu rotoru
$V_c$	[ m <sup>3</sup> ]	celkový objem motoru
$V_h$	[ m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem jednoho rotoru
$VO$	[mm,%]	vysunutí regulačního bříty pro otevření výfukového kanálu
$V_p$	[ m <sup>3</sup> ]	objem přepočteného pístového motoru
$V_{pk}$	[ m <sup>3</sup> ]	objem vybrání v pístu
$V_{rteor}$	[ m <sup>3</sup> ]	teoretický zdvihový objem jednoho rotoru
$VZ$	[mm,%]	vysunutí regulačního bříty pro uzavření výfukového kanálu
$x$	[ m ]	souřadnice tvořícího bodu epitrochoidy
$x_{III}$	[ m ]	souřadnice největší šířky epitrochoidy
$y_{III}$	[ m ]	souřadnice největší šířky epitrochoidy
$y$	[ m ]	souřadnice tvořícího bodu epitrochoidy

## Seznam příloh

- Příloha 1:      Základní rozměry navržených částí.  
Příloha 2:      Stacionární ozubená kola.  
Příloha 3:      CD s elektronickou verzí práce a 3D modely.